



Universidad  
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos.

## PROYECTO FIN DE CARRERA

Ingeniería Industrial

# **DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA**

Autor: Diego Benito Valverde

Tutor: Antonio Acosta Iborra

Leganés, abril de 2014





# PROYECTO FIN DE CARRERA

## INGENIERÍA INDUSTRIAL

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

### DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.

**Autor: Diego Benito Valverde**

**Director: Antonio Acosta Iborra**

#### EL TRIBUNAL

Presidente: María Asunción Izquierdo Barrientos

Secretario: David Fernández Fernández

Vocal: Jesús Pernas Fernández







## AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, mi más profundo agradecimiento a mis padres, a mi hermana, y a la familia, por el apoyo y cariño recibidos de ellos durante estos años, y por su paciencia infinita.

A mi tutor, Antonio Acosta, por su atención, consejo, y orientación e inestimable ayuda prestada durante la realización de este proyecto.





## 1. TABLA DE CONTENIDOS E INDICES.

### 1.1 TABLA DE CONTENIDOS

1.	TABLA DE CONTENIDOS E INDICES.....	7
1.1	TABLA DE CONTENIDOS.....	7
1.2	INDICE DE TABLAS.....	12
1.3	INDICE DE FIGURAS E IMAGENES. ....	14
2.	RESUMEN / ABSTRACT. ....	19
2.1	RESUMEN .....	19
2.2	ABSTRACT.....	20
3.	INTRODUCCIÓN Y DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO.....	21
3.1	CONTEXTO ENERGÉTICO ACTUAL.....	21
3.1.1	<i>ENERGÍA SOSTENIBLE PARA TODOS</i> .....	21
3.1.2	<i>REDUCCIÓN DE NIVELES DE CO<sub>2</sub> EN LA ATMÓSFERA</i> .....	23
3.1.3	<i>REDUCCIÓN DE DEPENDENCIA ENERGÉTICA EXTERIOR</i> .....	28
3.1.4	<i>SECTOR ENERGÉTICO ESPAÑOL</i> .....	30
3.2	ENERGÍAS DE ORIGEN FÓSIL Y NUCLEAR.....	34
3.2.1	<i>PETRÓLEO</i> .....	34
3.2.2	<i>CARBÓN</i> .....	35
3.2.3	<i>GAS NATURAL</i> .....	37
3.2.4	<i>ENERGÍA NUCLEAR</i> .....	39
3.3	ENERGÍAS RENOVABLES.....	41
3.3.1	<i>ENERGÍA EÓLICA</i> .....	43
3.3.2	<i>ENERGÍA HIDROELÉCTRICA</i> .....	44
3.3.3	<i>ENERGÍA GEOTÉRMICA</i> .....	45
3.3.4	<i>ENERGÍAS MAREOMOTRIZ (MAREAS)</i> .....	46
3.3.5	<i>BIOMASA Y BIOCOMBUSTIBLES</i> .....	46



3.4	ENERGÍA SOLAR .....	47
3.4.1	<i>ENERGÍA SOLAR FOTOVOLTAICA</i> .....	50
3.4.2	<i>ENERGÍA TERMOSOLAR</i> .....	51
3.4.3	<i>TIPOS DE ENERGÍA TERMOSOLAR</i> .....	61
3.5	ENERGÍA TERMOSOLAR EN ESPAÑA .....	88
3.6	POTENCIAL DE TECNOLOGÍA SOLAR TERMOSOLAR .....	92
4.	OBJETIVOS Y DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO. ....	95
4.1	MOTIVACIÓN DEL PROYECTO .....	95
4.2	OBJETIVOS DEL PROYECTO. ....	95
4.3	CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO .....	96
4.4	FASES DEL PROYECTO. ....	96
4.5	LOCALIZACIÓN ESCOGIDA PARA LA CENTRAL .....	99
5.	CARACTERÍSTICAS DE LA CENTRAL TERMOSOLAR DE CONCENTRADORES PARABÓLICOS. ....	100
5.1	COMPONENTES. ....	101
5.1.1	<i>Campo solar</i> .....	101
5.1.2	<i>Turbinas de vapor</i> .....	103
5.1.3	<i>Condensador</i> .....	105
5.1.4	<i>Precalentadores de agua de alimentación</i> .....	107
5.1.5	<i>Desgasificador</i> .....	108
5.1.6	<i>Sistema generación de vapor</i> .....	108
5.1.7	<i>Otros elementos</i> .....	110
5.2	CICLO DE VAPOR. ....	112
5.3	CICLO DE POTENCIA. ....	114
6.	METODOLOGÍA DEL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR. ....	116
6.1	BALANCE TÉRMICO. ....	117
6.2	CONDICIONES DE DISEÑO. ....	120
6.3	COMPONENTES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBO - CARCASA. ....	124
6.3.1	<i>ENVOLVENTE LADO SHELL</i> .....	125



6.3.2	<i>CÁMARA CHANNEL O DE RETORNO.....</i>	<i>127</i>
6.3.3	<i>Tubos. ....</i>	<i>127</i>
6.3.4	<i>Placa tubular.....</i>	<i>128</i>
6.3.5	<i>Conexiones.....</i>	<i>129</i>
6.3.6	<i>Baffles o difusores y placas soporte .....</i>	<i>130</i>
6.4	<i>SELECCIÓN DE MATERIALES.....</i>	<i>130</i>
6.4.1	<i>Selección del material de los tubos.....</i>	<i>130</i>
6.4.2	<i>Selección del material de las envolventes o carcasas. ....</i>	<i>136</i>
6.4.3	<i>Selección del material de las placas tubularES.....</i>	<i>137</i>
6.4.4	<i>Selección del material de las conexiones.....</i>	<i>138</i>
6.4.5	<i>Selección del material de las placas soporte .....</i>	<i>139</i>
6.5	<i>DISEÑO TÉRMICO DE LOS INTERCAMBIADORES. ....</i>	<i>140</i>
6.5.1	<i>Selección de los difusores longitudinales y transversales.....</i>	<i>145</i>
6.5.2	<i>Configuración de la huella de tubos. ....</i>	<i>147</i>
6.5.3	<i>Configuración del número de tirantes.....</i>	<i>148</i>
6.5.4	<i>Otros parámetros para el diseño del intercambiador. ....</i>	<i>149</i>
6.5.5	<i>Parámetros característicos del evaporador. ....</i>	<i>150</i>
6.6	<i>DISEÑO MECÁNICO DE LOS INTERCAMBIADORES.....</i>	<i>153</i>
6.6.1	<i>Envolvente y cabezal (Shell &amp; Shell head) .....</i>	<i>155</i>
6.6.2	<i>Envolvente channel.....</i>	<i>156</i>
6.6.3	<i>Conexiones.....</i>	<i>158</i>
6.6.4	<i>Cierre cámara channel.....</i>	<i>158</i>
6.6.5	<i>Placa tubular.....</i>	<i>159</i>
6.6.6	<i>Descripción esquemática del funcionamiento del programa de software Codecalc.....</i>	<i>159</i>



7.	RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS. ....	163
7.1	BALANCE TÉRMICO Y CONDICIONES DE DISEÑO.....	163
7.1.1	<i>Línea Recalentador</i> .....	164
7.1.2	<i>Línea principal de generación de vapor</i> .....	167
7.1.3	<i>Condiciones de diseño de los intercambiadores</i> .....	173
7.2	SELECCION DE MATERIALES.....	174
7.2.1	<i>Materiales de los tubos</i> .....	174
7.2.2	<i>Material de la carcasa o Shell</i> .....	182
7.2.3	<i>Material de la placa tubular</i> .....	183
7.2.4	<i>Material de las placas soporte</i> .....	185
7.3	RESULTADOS DEL DISEÑO TÉRMICO DE LOS INTERCAMBIADORES. ....	186
7.3.1	<i>Diseño del intercambiador del Recalentador</i> .....	186
7.3.2	<i>Diseño del intercambiador Superheater o Sobrecalentador</i> .....	194
7.3.3	<i>Diseño del intercambiador Evaporador</i> .....	200
7.3.4	<i>Diseño del intercambiador Preheater o precalentador</i> .....	206
7.4	RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS MECÁNICOS.....	212
7.4.1	<i>Cálculo mecánico del Recalentador</i> .....	212
7.4.2	<i>Cálculo mecánico del Sobrecalentador</i> .....	214
7.4.3	<i>Cálculo mecánico del Evaporador</i> .....	216
7.4.4	<i>Cálculo mecánico del Precalentador</i> .....	218
8.	CONCLUSIONES.....	221
8.1	RESUMEN DE LOS RESULTADOS. ....	221
8.1.1	<i>Resultados del diseño del Recalentador</i> .....	228
8.1.2	<i>Resultados del diseño del Sobrecalentador</i> .....	229
8.1.3	<i>Resultados del diseño del Evaporador TIPO KETTLE</i> .....	230
8.1.4	<i>Resultados del diseño del Precalentador</i> .....	231



---

8.2	CRITICA A LOS RESULTADOS. ....	235
8.3	COSTE DEL PROYECTO.....	238
8.4	FUTUROS DESARROLLOS.....	241
8.4.1	<i>ESTUDIO POR ELEMENTOS FINITOS. ....</i>	<i>241</i>
8.4.2	<i>ANÁLISIS DE VIBRACIONES .....</i>	<i>242</i>
8.4.3	<i>UTILIZACION DE SALES FUNDIDAS COMO FLUIDO TÉRMICO.....</i>	<i>242</i>
9.	BIBLIOGRAFÍA. ....	244
10.	ANEXOS.....	249
	ANEXO A: CONFIGURACIÓN DE LOS TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE ACUERDO A NORMA TIPO TEMA .....	250
	ANEXO B: OUTPUT PROGRAMA CÁLCULO TÉRMICO. ....	252
	ANEXO C: OUTPUT PROGRAMA CÁLCULO MECÁNICO. ....	265

## 1.2 INDICE DE TABLAS.

1	Tabla 3.1.1.1: Listado de países dentro de los grupos de SE4ALL	Pag	22
2	Tabla 3.4.3.1: Potencia instalada de cada tipo de energía termosolar a Octubre 2013	Pag	64
3	Tabla 3.4.3.1.1: Plantas termosolares de cilindros parabólicos en España	Pag	71
4	Tabla 3.4.3.1.2: Plantas termosolares de cilindros parabólicos en el resto del mundo	Pag	72
5	Tabla 3.4.3.1.3: Plantas termosolares de cilindros parabólicos en construcción en el mundo	Pag	73
6	Tabla 3.4.3.2.1: Plantas termosolares de colector lineal tipo Fresnel en España en 2013	Pag	78
7	Tabla 3.4.3.2.2: Plantas termosolares de colector lineal tipo Fresnel en el mundo en 2013	Pag	79
8	Tabla 3.4.3.3.1: Plantas solares termoeléctricas de torre en España en 2013	Pag	82
9	Tabla 3.4.3.3.2: Plantas solares termoeléctricas de torre en el resto del mundo en 2013	Pag	83
10	Tabla 3.4.3.3.3: Plantas de torre proyectadas para próximos años en el mundo.	Pag	84
11	Tabla 3.4.3.4.1: Plantas solares termosolares de disco en el mundo en 2013	Pag	87
12	Tabla 6.1.1: Propiedades del fluido térmico	Pag	119
13	Tabla 6.2.1: Parámetros iniciales de diseño de un sistema de generación de vapor	Pag	120
14	Tabla 6.4.1.1: Materiales recomendados según especificación ASME	Pag	132
15	Tabla 6.4.1.2: Espesores mínimos de tubo.	Pag	133
16	Tabla 6.5.3.1: Número de tirantes en función dimensiones de la carcasa	Pag	149
17	Tabla 6.5.4.1: Tamaño de los taladros de los difusores en función del tamaño de los tubos	Pag	149
18	Tabla 7.1.3.1: Valores condiciones de diseño línea agua / vapor	Pag	174
19	Tabla 7.1.3.2: Valores condiciones de diseño línea aceite	Pag	174
20	Tabla 7.2.1.3.1: Resultados obtenidos para el cálculo de espesor del tubo del evaporador	Pag	181
21	Tabla 7.3.1.1: Resultados obtenidos para el recalentador	Pag	194
22	Tabla 7.3.2.1: Resumen resultados Sobrecalentador	Pag	200
23	Tabla 7.3.3.1: Resumen resultados obtenidos para el evaporador	Pag	205
24	Tabla 7.3.4.1: Resumen resultados obtenidos para el precalentador	Pag	211
25	Tabla 7.4.1.1: Espesores de la envolvente del Recalentador	Pag	212
26	Tabla 7.4.1.2: Espesores de las conexiones del Recalentador	Pag	213
27	Tabla 7.4.1.3: Espesor de la placa tubular del Recalentador	Pag	214
28	Tabla 7.4.2.1: Espesores de la envolvente del Sobrecalentador	Pag	215





29	Tabla 7.4.2.2: Espesores de las conexiones del Sobrecalentador	Pag 215
30	Tabla 7.4.2.3: Espesor de la placa tubular del Sobrecalentador	Pag 216
31	Tabla 7.4.3.1: Espesores de la envolvente del evaporador	Pag 217
32	Tabla 7.4.3.2: Espesores de las conexiones del evaporador	Pag 218
33	Tabla 7.4.3.3: Espesor de la placa tubular del evaporador	Pag 218
34	Tabla 7.4.4.1: Espesores de la envolvente del precalentador	Pag 219
35	Tabla 7.4.4.2: Espesores de las conexiones del precalentador	Pag 219
36	Tabla 7.4.4.3: Espesor de la placa tubular del precalentador	Pag 220
37	Tabla 8.1.1: Resumen de balance térmico obtenido para la línea agua-vapor	Pag 222
38	Tabla 8.1.2: Resumen de balance térmico obtenido para la línea aceite	Pag 223
39	Tabla 8.1.1.1: Hoja de datos del recalentador	Pag 228
40	Tabla 8.1.2.1: Hoja de datos del sobrecalentador	Pag 229
41	Tabla 8.1.3.1: Hoja de datos del evaporador	Pag 230
42	Tabla 8.1.4.1: Hoja de datos del precalentador	Pag 231
43	Tabla 8.3.1: Tabla importes concepto recursos humanos	Pag 238
44	Tabla 8.3.2: Tabla importes concepto ofimática y licencias normativa	Pag 239
45	Tabla 8.3.3: Tabla importes Costes indirectos	Pag 239
46	Tabla 8.3.4: Tabla Resumen coste económico del proyecto	Pag 240

### 1.3 INDICE DE FIGURAS E IMAGENES.

1	Figura 3.1.2.1: Perspectivas de crecimiento de la demanda mundial de energía primaria	Pag 23
2	Figura 3.1.2.2: Previsión de crecimiento de la demanda de energía primaria en el mundo	Pag 24
3	Figura 3.1.2.3: Emisiones de CO <sub>2</sub> asociadas a la generación de energía por regiones del mundo	Pag 24
4	Figura 3.1.2.4: Variación del ESCII en diferentes escenarios de aumento de temperatura global.	Pag 26
5	Figura 3.1.2.5: Variación de las emisiones de CO <sub>2</sub> asociadas a la generación de energía	Pag 27
6	Figura 3.1.2.6: Influencia de los diferentes factores para conseguir el Escenario 2DS o Escenario 450.	Pag 28
7	Figura 3.1.3.1: Principales reservas, productores y consumidores de petróleo en el mundo	Pag 29
8	Figura 3.1.3.2: Principales reservas, productores y consumidores de gas natural en el mundo	Pag 30
9	Figura 3.1.4.1: Evolución del consumo total de energía primaria en España (1970-2012) en Millones de toneladas de petróleo equivalente (Mtpe)	Pag 31
10	Figura 3.1.4.2: Evolución del consumo de los distintos tipos de energía en España en Mtpe (1970-2012)	Pag 31
11	Figura 3.1.4.3: Evolución de las emisiones de gases de efecto invernadero en España. La línea Azul marca la línea base y línea roja el máximo permitido según protocolo de Kyoto	Pag 32
12	Figura 3.1.4.4: Reparto de emisiones de gases de efecto invernadero en España en 2012 por actividad	Pag 33
13	Figura 3.1.4.5: Cobertura de la demanda eléctrica en España en 2012	Pag 34
14	Figura 3.2.2.1: Demanda global de carbón	Pag 35
15	Figura 3.2.2.2: Generación de energía a partir de carbón y fuentes no fósiles	Pag 36
16	Figura 3.2.3.1: Eficiencia de las diferentes tecnologías basadas en gas natural	Pag 38
17	Figura 3.2.3.2: Estimación de reparto de reservas de shale-gas en el mundo	Pag 39
18	Figura 3.2.4.1: Capacidad nuclear instalada en el mundo.	Pag 41
19	Figura 3.3.1: Generación de energía mediante fuentes renovables en el mundo	Pag 42
20	Figura 3.3.2: Variación del coste de inversión para cada tecnología	Pag 43
21	Figura 3.4.1: Efecto del ángulo de la Tierra en la incidencia de radiación solar en su superficie	Pag 47
22	Figura 3.4.2: Clasificación de zonas por radiación solar directa	Pag 48

23	Figura 3.4.2.1: Esquema de una instalación solar termosolar	Pag 52
24	Figura 3.4.2.2: Rendimiento energético de un sistema solar termoelectrico en función de la temperatura de operación (parámetro: razón de concentración)	Pag 53
25	Figura 3.4.2.3: Evolución de la potencia termosolar instalada a nivel mundial	Pag 55
26	Figura 3.4.2.4: Demanda de energía eléctrica total y curva de producción de planta termosolar (verano)	Pag 57
27	Figura 3.4.2.5: Previsión de la reducción de coste y aumento de producción de energía termosolar	Pag 57
28	Figura 3.4.2.6: Previsión del reparto mundial de producción y consumo de energía termosolar	Pag 58
29	Figura 3.4.2.7: Previsión de capacidad instalada, generación y consumo de energía termosolar	Pag 59
30	Figura 3.4.3.1: Tipos de sistemas de generación de energía termosolar	Pag 61
31	Figura 3.4.3.2: Aplicaciones, ventajas y desventajas de cada uno de los tipos de tecnología termosolar	Pag 62
32	Figura 3.4.3.3: Imágenes esquemáticas del funcionamiento de los principales tipos de tecnologías utilizadas en centrales termosolares	Pag 63
33	Figura 3.4.3.4: Imágenes fotográficas de los principales tipos de tecnologías utilizadas en centrales termosolares, por orden: CCP, Stirling (Disco) y Torre.	Pag 63
34	Figura 3.4.3.1.1: Colector parabólico	Pag 65
35	Figura 3.4.3.1.2: Imagen de colectores parabólicos.	Pag 65
36	Figura 3.4.3.1.3: Imagen del funcionamiento de los colectores parabólicos	Pag 65
37	Figura 3.4.3.1.4: Imagen aérea de los tanques de almacenamiento de sales fundidas y dimensiones de la planta termosolar de Andasol.	Pag 67
38	Figura 3.4.3.1.5: Esquema funcionamiento central Andasol 1 durante el día	Pag 67
39	Figura 3.4.3.1.6: Esquema funcionamiento central Andasol 1 durante la noche	Pag 68
40	Figura 3.4.3.1.7: Dimensiones y especificaciones plantas de Andasol 1, 2 y 3.	Pag 69
41	Figura 3.4.3.1.8: Esquema de la Planta de Solana (Arizona)	Pag 74
42	Figura 3.4.3.2.1: Planta de concentración lineal tipo Fresnel	Pag 76
43	Figura 3.4.3.2.2: Receptor de una planta de concentración lineal tipo Fresnel	Pag 76
44	Figura 3.4.3.2.3: Esquema funcionamiento central Planta Nuevo Errado 1 en Murcia.	Pag 77
45	Figura 3.4.3.3.1: Funcionamiento de sistema de torre de concentración.	Pag 80

46	Figura 3.4.3.3.2: Imagen de Torre de Planta PS-10 de Abengoa en Sevilla	Pag 82
47	Figura 3.4.3.3.3: Planta Ivanpah en Estados Unidos con sus tres torres receptoras	Pag 83
48	Figura 3.4.3.4.1: Disco parabólico	Pag 86
49	Figura 3.4.3.4.2: Imagen de funcionamiento sistema de discos parabólicos.	Pag 86
50	Figura 3.5.1.1: Mapa solar de radiación solar recibida en España por provincias	Pag 89
51	Figura 3.5.1.2: Mapa de radiación normal directa anual (kW/m <sup>2</sup> /año)	Pag 90
52	Figura 3.5.1.3: Cifras de energía termosolar en España	Pag 90
53	Figura 3.6.1.1: Irradiación global solar en Europa	Pag 92
54	Figura 3.6.1.2: Irradiación global solar en España.	Pag 93
55	Figura 3.6.1.3: Distribución de las plantas termosolares en España a Octubre de 2013, ofrecida por la Asociación Española para la Promoción de la Industria Energética Termosolar	Pag 94
56	Figura 4.3.1: Imagen de la provincia de Badajoz, escogida para la implantación de la central termosolar y centrales emplazadas en la misma.	Pag 99
57	Figura 5.1: Esquema planta termosolar típica con sistema de almacenamiento con sales con sus componentes principales	Pag 100
58	Figura 5.1.1.1: Esquema de funcionamiento de los colectores de tipo cilindroparabólicos.	Pag 101
59	Figura 5.1.1.2: Esquema funcionamiento de los colectores con seguimiento solar	Pag 103
60	Figura 5.1.2.1: Imagen del rotor de una de turbina de vapor	Pag 104
61	Figura 5.1.2.2: Extracciones de la turbina de vapor	Pag 105
62	Figura 5.1.3.1: Haz tubular de un condensador de vapor.	Pag 106
63	Figura 5.1.4.1: Precalentadores de agua de alimentación	Pag 107
64	Figura 5.1.6.1: Esquema de un tren del sistema de generación de vapor (AP: Alta presión; BP: Baja Presión).	Pag 109
65	Figura 5.1.6.2: Esquema de una central termosolar CCP.	Pag 109
66	Figura 5.1.7.1: Tanques de sales fundidas para almacenamiento	Pag 111
67	Figura: 6.2.1: Esquema distribución de cada tren del sistema generador de vapor	Pag 122
68	Figura: 6.2.2: Esquema distribución de ambos trenes en paralelo del sistema generador de vapor	Pag 123
69	Figura 6.3.1: Esquema intercambiador de calor	Pag 124
70	Figura: 6.3.4.1: Detalle unión tubo/placa-tubular con recargue	Pag 129
71	Figura. 6.5.1: Esquema de funcionamiento de programa HTRI	Pag 141
72	Figura: 6.5.1.1: Clases y tipos de difusores transversales	Pag 146
73	Figura 6.5.2.1: Diferentes configuraciones de huella de los tubos	Pag 147

74	Figura 6.5.4.1: Diagrama distribución fluido de un intercambiador en la carcasa	Pag 150
75	Figura 6.5.5.1: Imagen sección de un intercambiador tipo Kettle	Pag 151
76	Figura 6.5.5.2: Imagen sección interna de un calderín	Pag 152
77	Figura 6.2.2.1: Imagen cámara tipo TEMA "D"	Pag 157
78	Figura 6.6.6.1: Esquema funcionamiento Codecalc – Análisis envolvente	Pag 160
79	Figura 6.6.6.2: Esquema funcionamiento Codecalc – Análisis channel	Pag 160
80	Figura 6.6.6.3: Esquema funcionamiento Codecalc – Análisis conexiones	Pag 161
81	Figura 6.6.6.4: Esquema funcionamiento Codecalc – Análisis brida y cierre channel	Pag 161
82	Figura 6.6.6.5: Esquema funcionamiento Codecalc – Análisis placa tubular	Pag 162
83	Figura 7.1.2.1: Evolución de temperatura en el circuito agua / vapor	Pag 169
84	Figura 7.2.1.1: Gráfica comparativa tensión admisible materiales de tubo al carbono	Pag 175
85	Figura 7.2.2.1: Gráfica comparativa tensión admisible materiales de virolas de acero al carbono	Pag 183
86	Figura 7.2.3.1: Gráfica comparativa tensión admisible materiales de forja de acero al carbono	Pag 185
87	Figura 7.3.1.1: Distribución fluidos en el intercambiador	Pag 188
88	Figura 7.3.1.2: Imagen externa Recalentador	Pag 192
89	Figura 7.3.1.3: Figura interna Recalentador	Pag 192
90	Figura 7.3.1.4: Dimensiones generales Recalentador	Pag 192
91	Figura 7.3.1.5: Huella de tubos Recalentador	Pag 193
92	Figura 7.3.2.1: Diagrama distribución fluidos en el sobrecalentador	Pag 195
93	Figura 7.3.2.2: Imagen externa Sobrecalentador	Pag 197
94	Figura 7.3.2.3: Imagen interna Sobrecalentador	Pag 198
95	Figura 7.3.2.4: Figuras internas con haz tubular del Sobrecalentador	Pag 198
96	Figura 7.3.2.5: Dimensiones generales Sobrecalentador	Pag 198
97	Figura 7.3.2.6: Huella de tubos Sobrecalentador	Pag 199
98	Figura 7.3.3.1: Dimensiones generales Kettle.	Pag 204
99	Figura 7.3.3.2: Huella de tubos del Kettle	Pag 204
100	Figura 7.3.3.3: Imagen externa del Kettle	Pag 205
101	Figura 7.3.3.4: Imagen interna Kettle.	Pag 206
102	Figura 7.3.4.1: Diagrama indicador pasos del fluido por los tubos	Pag 207
103	Figura 7.3.4.2: Huella de tubos Precalentador	Pag 208
104	Figura 7.3.4.3: Dimensiones generales del intercambiador Precalentador	Pag 210
105	Figura 7.3.4.4: Imagen exterior del intercambiador Precalentador	Pag 210
106	Figura 7.3.4.5: Imagen interna del intercambiador Precalentador	Pag 210
107	Figura 7.3.4.6: Imagen interna con haz tubular del Precalentador	Pag 211



108	Figura 8.1.1: Temperatura VS Intercambiador para la línea principal	Pag 224
109	Figura 8.1.2: Temperatura Vs Intercambiador para la línea de recalentamiento	Pag 225
110	Figura 8.1.3: Potencia térmica intercambiada por cada intercambiador de calor	Pag 232
111	Figura 8.1.4.3: Área de intercambio de cada tipo de intercambiador de calor	Pag 232

## 2. RESUMEN / ABSTRACT.

### 2.1 *RESUMEN*

El presente proyecto consiste en el diseño de los intercambiadores de calor tubo-carcasa pertenecientes al sistema generador de vapor de una central termosolar de 50 MW de potencia, con tecnología de concentrador cilindroparabólico y aceite térmico como fluido de trabajo. Para la realización de los cálculos y la obtención de resultados, se ha realizado una selección de los materiales a utilizar y se ha hecho uso de varias herramientas de software. En concreto, para los cálculos del proyecto se ha utilizado el software HTRI, para el dimensionamiento térmico, y el software Codecalc, para el dimensionamiento mecánico. El sistema de generación de calor diseñado consta de cuatro intercambiadores de calor, correspondientes a las etapas de precalentamiento, evaporación, sobrecalentamiento y recalentamiento del circuito agua / vapor de la central termosolar.

Se realizará un dimensionamiento de los diferentes intercambiadores tubo-carcasa para su montaje en posición horizontal, con configuración de tubos en U, y estarán dispuestos, en serie para la línea principal de agua/vapor, que comprende las etapas de precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento, y en paralelo a esta línea principal, la línea de la etapa de recalentamiento.

El emplazamiento seleccionado para la central termosolar, será en la provincia de Badajoz, gracias a la alta irradiación solar de la zona y por ser una de las regiones que más fuertemente han apostado por este tipo de tecnología.

## 2.2 **ABSTRACT.**

The present Thesis consists of the design of the shell and tube heat exchangers of a steam generation system for a 50 MW thermosolar plant with parabolic through technology and thermal oil as operation fluid. In order to perform the calculations and to obtain the results, materials have been selected, and several software tools have been used. Specifically, for the project calculation the software programs that have been used are HTRI for thermal calculation, and Codecalc, for mechanical dimensioning. The designed steam generation system consists of four heat exchangers corresponding to the stages of preheating, evaporating, and reheating of the water / steam circuit of the solar plant.

The Shell and tube heat exchangers will be dimensioned to be placed on horizontal position, with U tube configuration, and will be arranged in series for the main water/steam line, formed by preheating, evaporation and superheating steps, and parallel to this main line, will be the reheating step.

The location chosen for the thermosolar plant will be in Badajoz province, thanks to the high solar irradiation of the region, and because it is of the regions that have most strongly bet on this type of technology.



### **3. INTRODUCCIÓN Y DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO.**

#### **3.1 *CONTEXTO ENERGÉTICO ACTUAL***

La energía es básica para mejorar los niveles de bienestar de la sociedad actual, por lo que garantizar su acceso, a la vez que se reduzca los niveles de CO<sub>2</sub> en la atmósfera, son dos de los grandes retos a los que se enfrenta actualmente el sector energético mundial.

La desigual distribución de las fuentes de energía fósil actuales implica en muchos estados una fuerte dependencia energética externa. Reducir esta dependencia energética es otro de los grandes retos a los que se enfrentan muchos países que carecen de petróleo o gas natural.

##### **3.1.1 *ENERGÍA SOSTENIBLE PARA TODOS***

En 2011, la Asamblea General de las Naciones Unidas proclamó el año 2012 como “Año Internacional de la Energía Sostenible para todos”, fijando tres objetivos globales a realizar antes del año 2030. Los objetivos son asegurar el acceso universal a los servicios de energía modernos (especialmente a la electricidad y a soluciones limpias y modernas para cocinar), duplicar la tasa global de mejora de la eficiencia energética y duplicar la cuota de las energías renovables en el conjunto de fuentes de energía.

Ese mismo año 2012, las Naciones Unidas pusieron en marcha SE4ALL (Energía Sostenible para Todos), una Coalición de Gobiernos, sector privado, sociedad civil y organizaciones internacionales, que busca además duplicar la cantidad de energía renovable en la matriz energética mundial, pasando del 18% al 36% para 2030, así como doblar las mejoras en eficiencia energética.

Para conseguir estos objetivos el SE4ALL identifica tres grupos de países con alto impacto en la consecución de los objetivos:

- a) Países con déficit de acceso a la electricidad
- b) Grupo de países con déficit de acceso a combustibles no sólidos
- c) Grupo de países con demanda de energía principal.

A continuación en la tabla 3.1.1.1 se muestran el listado de los países que conforman cada uno de los grupos.

Déficit de acceso a electricidad (en millones)	Déficit de acceso a combustibles no sólidos (en millones)	Demanda de energía principal (en exajulios)
India	India	China
Nigeria	China	EE. UU.
Bangladesh	Bangladesh	Rusia
Etiopía	Indonesia	India
Congo, R.D.	Nigeria	Japón
Tanzanía	Pakistán	Alemania
Kenya	Etiopía	Brasil
Sudán	Congo, R.D.	Francia
Uganda	Viet Nam	Canadá
Myanmar	Filipinas	Corea del Sur
Mozambique	Myanmar	Irán
Afganistán	Tanzanía	Indonesia
Corea del Norte	Sudán	Reino Unido
Madagascar	Kenya	México
Filipinas	Uganda	Italia
Pakistán	Afganistán	Arabia Saudita
Burkina Faso	Nepal	Sudáfrica
Níger	Mozambique	Ucrania
Indonesia	Corea del Norte	España
Malawi	Ghana	Australia

Tabla 3.1.1.1: Listado de países dentro de los grupos de SE4ALL.

Fuente: Marco de Seguimiento Global de la iniciativa Energía sostenible para todos [01]

Según el Banco Mundial, las inversiones actuales en materia energética alcanzan los 400.000 millones de dólares anuales y deben incrementarse hasta aproximadamente 1.000.000-1.200.000 millones de dólares para alcanzar los objetivos de, asegurar el acceso universal, duplicar la tasa global de mejora de la eficiencia energética y duplicar la cuota de las energías renovables. De estas inversiones, se considera que son necesarios unos 174.000 millones de dólares anuales para energía renovable.

### 3.1.2 REDUCCIÓN DE NIVELES DE CO<sub>2</sub> EN LA ATMÓSFERA

Las emisiones de CO<sub>2</sub> asociadas a la generación de energía suponen aproximadamente el 40% del total, por lo que es fundamental reducir estas emisiones en la generación de energía eléctrica.

Se espera que los países industrializados en la Unión Europea experimenten una bajada en el crecimiento de la demanda energética del 0,4% anual. En cambio, la demanda de energía en los países en desarrollo crece rápidamente. En 2030, se espera que más de la mitad de la demanda energética provenga de países en desarrollo frente al 40% actual, y al 30% que demandaban en 1990. Es decir, en los próximos años, el escenario económico y energético estará influenciado por el crecimiento de las regiones en desarrollo. Progresivamente se volverán dominantes, no sólo en la producción económica general sino en el consumo y producción de energía y las emisiones de CO<sub>2</sub>.

Las previsiones indican que el sistema energético mundial continuará dominado por los combustibles fósiles, tal y como puede comprobarse en la figura 3.1.2.1. Debido a esta dependencia de las energías de origen fósil, se espera que las emisiones de CO<sub>2</sub> crezcan más rápidamente que el consumo de energía y siguiendo las condiciones actuales, en 2030 las emisiones de CO<sub>2</sub> serán más del doble que en 1990.

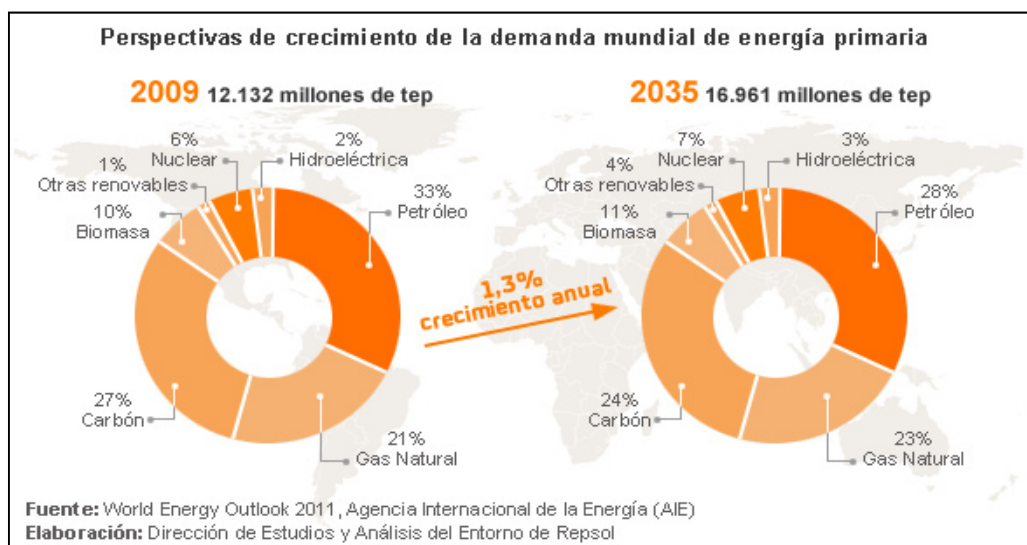


Figura 3.1.2.1. Perspectivas de crecimiento de la demanda mundial de energía primaria

Fuente: "Matriz Energética Mundial" [www.repsol.com](http://www.repsol.com) [02]

De acuerdo con estas previsiones de aumento de consumo y emisiones de CO<sub>2</sub>, y tal y como se puede apreciar en la figura 3.1.2.2 y en la figura 3.1.2.3, para el año 2030, China será el mayor consumidor de energía primaria y el mayor emisor de CO<sub>2</sub> en valor absoluto.

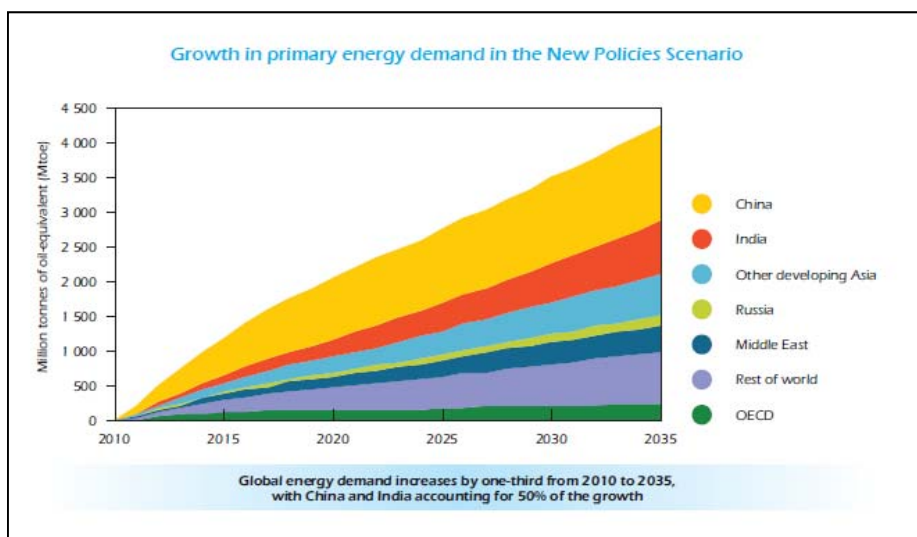


Figura 3.1.2.2. Previsión de crecimiento de la demanda de energía primaria en el mundo.

Fuente: Worldwide Engagement for Sustainable Energy Strategies [03]

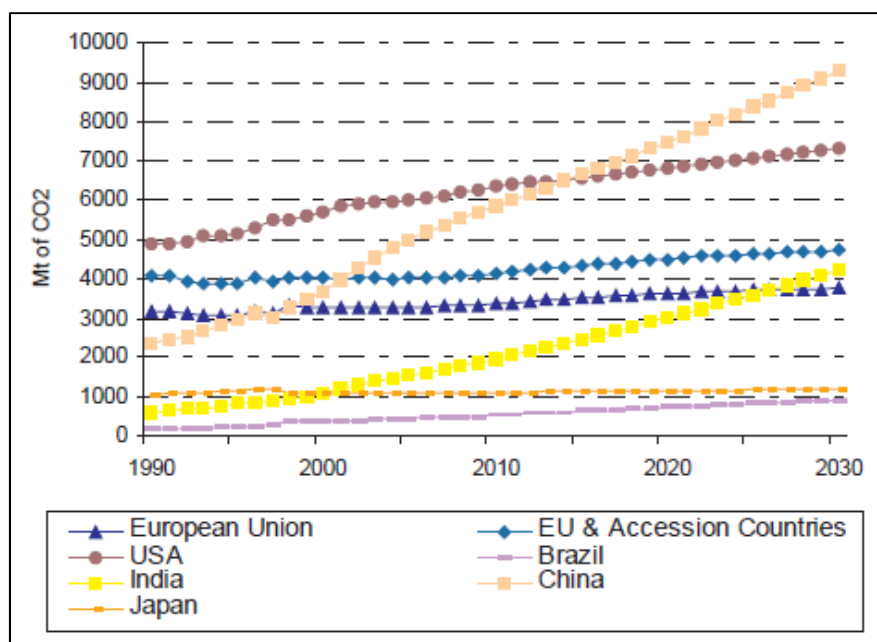


Figura 3.1.2.3. Emisiones de CO<sub>2</sub> asociadas a la generación de energía por regiones del mundo.

Fuente: World Energy, Technology and Climate Policy Outlook. [04]

La Agencia Internacional de la Energía (IEA), para determinar los niveles de emisión de CO<sub>2</sub>, utiliza el Índice de Intensidad de Carbono del Sector Energético (ESCII), el cual indica las toneladas de CO<sub>2</sub> que se emiten por cada unidad de energía total suministrada. Como puede observarse en la figura 3.1.2.4, el impacto global en dicho índice ESCII ha sido mínimo desde 1970. Como respuesta a la crisis del petróleo de 1970, se produjo una reducción del 6% desde 1970 a 1990, por el desarrollo y uso de tecnologías más limpias. Pero desde 1990, el ESCII se ha mantenido prácticamente estable, a pesar de los acuerdos climáticos alcanzados en la Conferencia de Río, en 1992, y el Protocolo de Kyoto en 1997, y del boom de las energías renovables en la última década. Esta estabilidad en el ESCII refleja el continuo dominio de los combustibles fósiles.

La Agencia Internacional de la Energía, la *International Energy Agency* (IEA) ha marcado tres posibles escenarios energéticos en función de las medidas que se adopten:

- El escenario 6°C (6DS) el cual es una extensión de la tendencia actual. Con este escenario, en 2050 el consumo energético es casi el doble que en 2009 y las emisiones de CO<sub>2</sub> crecen aún más. Sin esfuerzos para estabilizar las emisiones de gases de efecto invernadero, la temperatura media global se prevé que crezca en 6°C a largo plazo.
- El escenario 4°C (4DS) tiene en cuenta los compromisos actuales de algunos países para reducir las emisiones y reforzar los esfuerzos para mejorar la eficiencia energética. Con este escenario se prevé un aumento de temperatura de 4°C. Conseguir este escenario ambicioso requiere cambios significativos en la política y tecnología. Incluso, conseguir reducir este incremento a 4°C supone reducciones importantes de emisiones después de 2050.
- El escenario 2°C (2DS) implica un sistema energético consistente, con una trayectoria de emisiones de gases de efecto invernadero que los expertos consideran que tienen un 80% de probabilidades de limitar el aumento de la temperatura global a 2°C. Para conseguirlo fija un objetivo de reducción de emisiones de CO<sub>2</sub> de más del 50% para 2050 (comparado con 2009) y una

tendencia continuada de reducción posterior. Para conseguir este objetivo, no sólo es necesario un cambio profundo en el sector energético, sino también la reducción de emisiones de CO<sub>2</sub> y otros gases de efecto invernadero en sectores no energéticos. Es necesario limitar la concentración de gases de efecto invernadero en la atmósfera a alrededor de 450ppm CO<sub>2</sub> (Escenario 450)

Es necesario un cambio drástico que rompa esta tendencia de estabilidad de los últimos 40 años, y conseguir reducir el ESCII un 5,7% en 2020, y en un 64% en 2050 para cumplir con los escenarios energéticos marcados por la IAE y los cuales se encuentran representados en la figura 3.1.2.4.

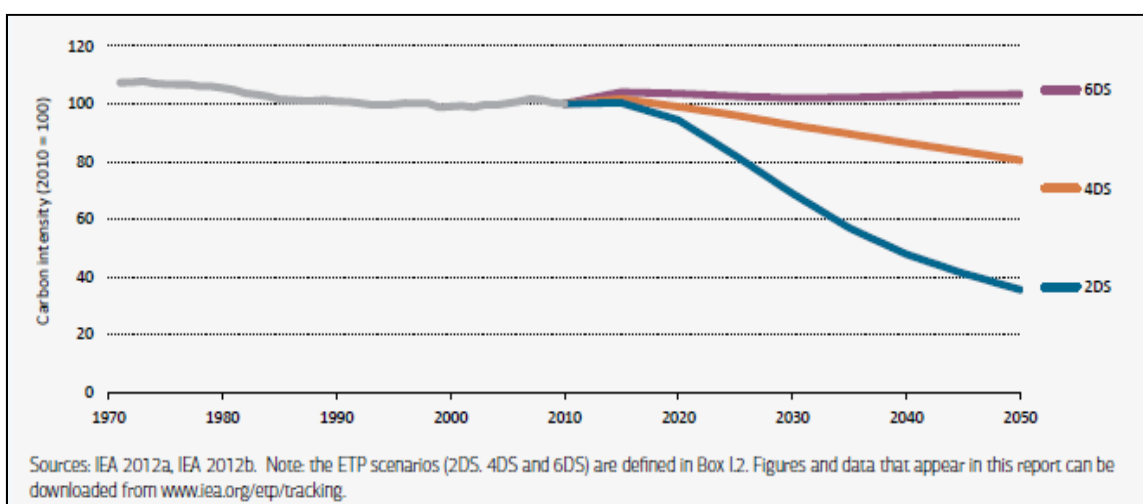


Figura 3.1.2.4. Variación del ESCII en diferentes escenarios de aumento de temperatura global.

Fuente: Tracking Clean Energy Progress 2013 IEA [05]

El reto de conseguir limitar el aumento de temperatura global a 2°C no puede conseguirse con políticas climáticas individuales, sino que exige iniciativas políticas mundiales a largo plazo, que garanticen además, que aquellos países que reduzcan sus emisiones, no pierdan competitividad económica ni frenen su crecimiento económico.

Es necesario a su vez, que los gobiernos definan políticas energéticas y climáticas que permitan a los inversores, de forma inmediata, conocer el marco legal y energético en el que deben actuar. Esto no ha sucedido en las últimas cumbres climáticas, como la Cumbre Energética de Durbar en 2011. En ella se decidió trabajar para conseguir un nuevo acuerdo global en 2015, que se volverá obligatorio en 2020. Sin embargo,

agencias como la Agencia Internacional de la Energía indican que retrasar el cambio hacia energías de bajo-carbono a 2017 significa que el objetivo de 2°C será mucho más costoso y difícil de conseguir. Las variaciones de emisiones de CO<sub>2</sub>, y las previsiones marcadas en la cumbre de Durbar se pueden apreciar en la figura 3.1.2.5.

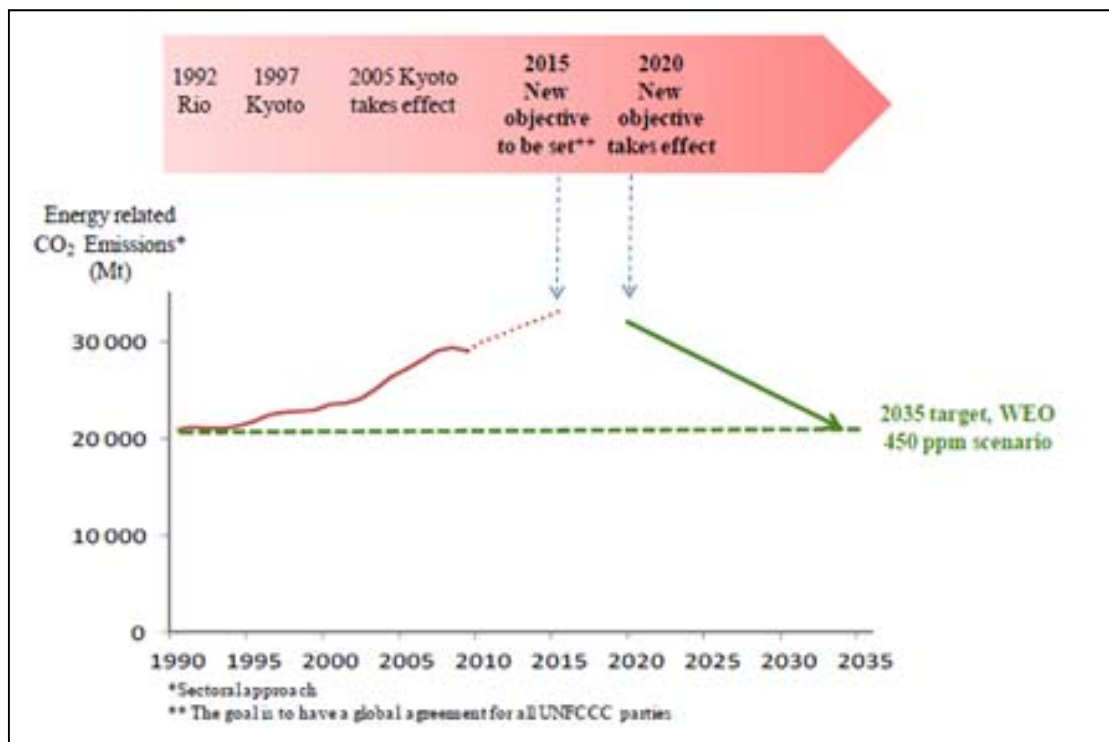


Figura 3.1.2.5. Variación de las emisiones de CO<sub>2</sub> asociadas a la generación de energía

Fuente: Securing Power during the Transition. IEA. [06]

Los costes actuales de las emisiones de CO<sub>2</sub> son tan bajos, y no tienen una gran influencia en las decisiones de inversión. La crisis económica, los cambios de las estructuras económicas y el desarrollo de energías renovables hacen que se esté barajando como opción, incrementar el precio de los derechos de emisión, dejar de lado los límites actuales de emisión y modificar los valores objetivo para 2020.

El reto es conseguir la solución intermedia, que permita aumentar los precios y a su vez mantener la credibilidad del sistema de comercio de emisiones a largo plazo. La credibilidad en los precios de emisiones de CO<sub>2</sub> al final del periodo 2020, será crucial para el futuro de tecnologías de larga duración y bajas emisiones como las plantas nucleares, las centrales termosolares, los campos eólicos y otros tipos de tecnologías.



En la actualidad, y en lo que respecta a los combustibles fósiles, el gas natural y el petróleo emiten aproximadamente un 30% y 25% menos CO<sub>2</sub> que el carbón. Las energías nuclear, solar, hidráulica y eólica son energías con emisión casi nula en su etapa operacional.

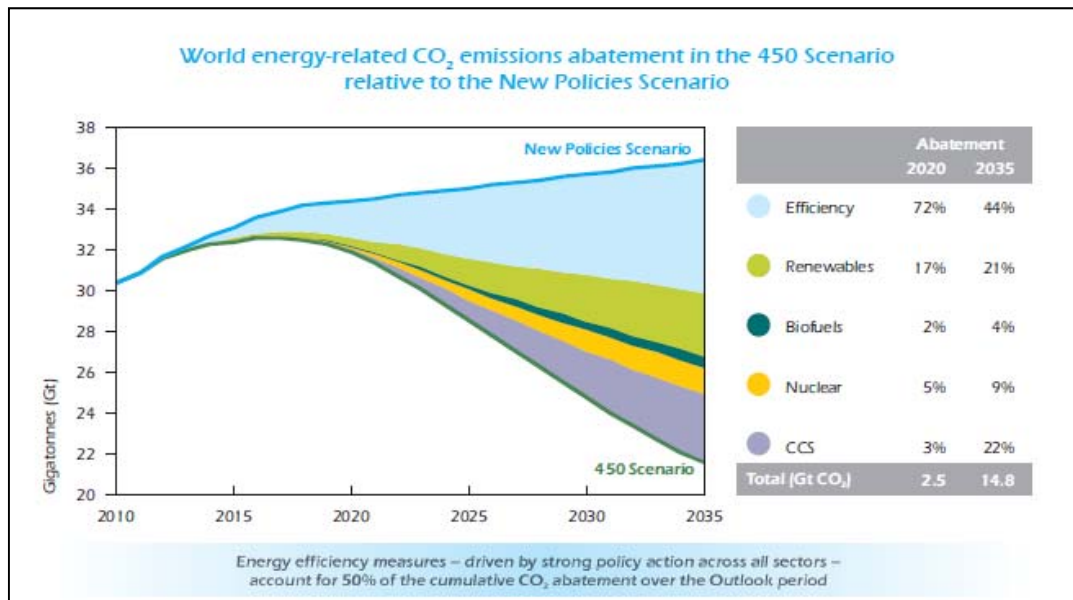


Figura 3.1.2.6. Influencia de los diferentes factores para conseguir el Escenario 2DS o Escenario 450.

Fuente: Worldwide Engagement for Sustainable Energy Strategies 2013. [04]

Por tanto, la reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> asociadas a generación energética implica, reducir las fuentes intensivas en emisiones de CO<sub>2</sub> e incrementar las de bajas emisiones. Es necesario además un avance firme en eficiencia energética que modere el crecimiento de la demanda general de energía. En la figura 3.1.2.6., se muestra la amplia diferencia existente entre las nuevas políticas energéticas establecidas y las necesidades del escenario 2DS. Un avance conjunto en medidas de eficiencia energética y energía renovable acercarán el objetivo de aumentar sólo en 2°C la temperatura global en 2030.

### 3.1.3 REDUCCIÓN DE DEPENDENCIA ENERGÉTICA EXTERIOR

En la actualidad, el modelo energético mundial está basado principalmente en los combustibles fósiles, siendo mayoritarios el petróleo y gas natural. La distribución de



estas fuentes de energía no es homogénea en todo el planeta, localizándose en muchos casos lejos de los grandes consumidores.

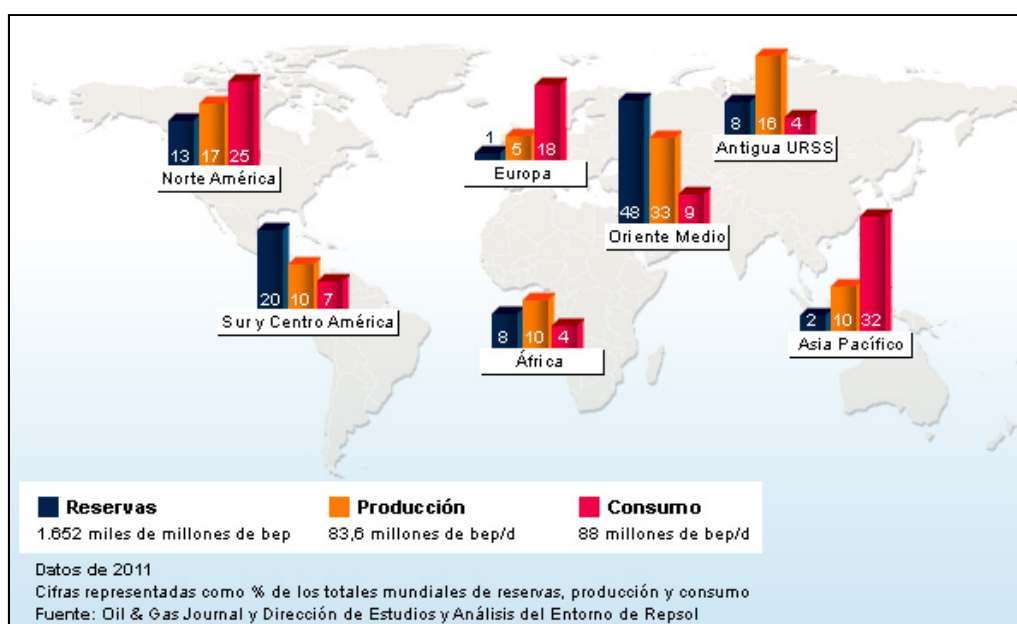


Figura 3.1.3.1. Principales reservas, productores y consumidores de petróleo en el mundo

Fuente: <http://www.repsol.com> [07]

Según datos extraídos de Repsol [07], y tal y como se aprecia en la figura 3.1.3.1., las reservas de petróleo están muy concentradas en el Oriente Medio, en Centro y Sur América, y Norte América. Sin embargo, los mayores países consumidores de petróleo se concentran en Asia, y en Norteamérica, seguidos por Europa.

El fuerte desequilibrio geográfico entre áreas productoras con elevadas reservas y áreas consumidoras, hace que cerca del 62% de la producción mundial, más de 55 millones de barriles al día, sean comercializados cada año. Los principales importadores del petróleo comercializado son Europa, Estados Unidos, China y Japón. En cuanto a las principales regiones productoras y exportadoras, destacan Oriente Medio y la Antigua Unión Soviética.

Respecto del Gas Natural, tal y como se aprecia en la figura 3.1.3.2, las reservas se concentran principalmente en Oriente Medio y en la Antigua Unión Soviética. Las mayores zonas de producción de Gas Natural son Norteamérica, la Antigua Unión Soviética, Oriente Medio y Asia Pacífico.

Los mayores países consumidores de Gas Natural son Estados Unidos y Rusia (aproximadamente el 21% y 13% del consumo total mundial en 2011, respectivamente), y tras ellos les siguen Irán (5%), China (4%) y Japón, Canadá, Arabia Saudí y Reino Unido, representando cerca del 3% del consumo mundial cada uno.

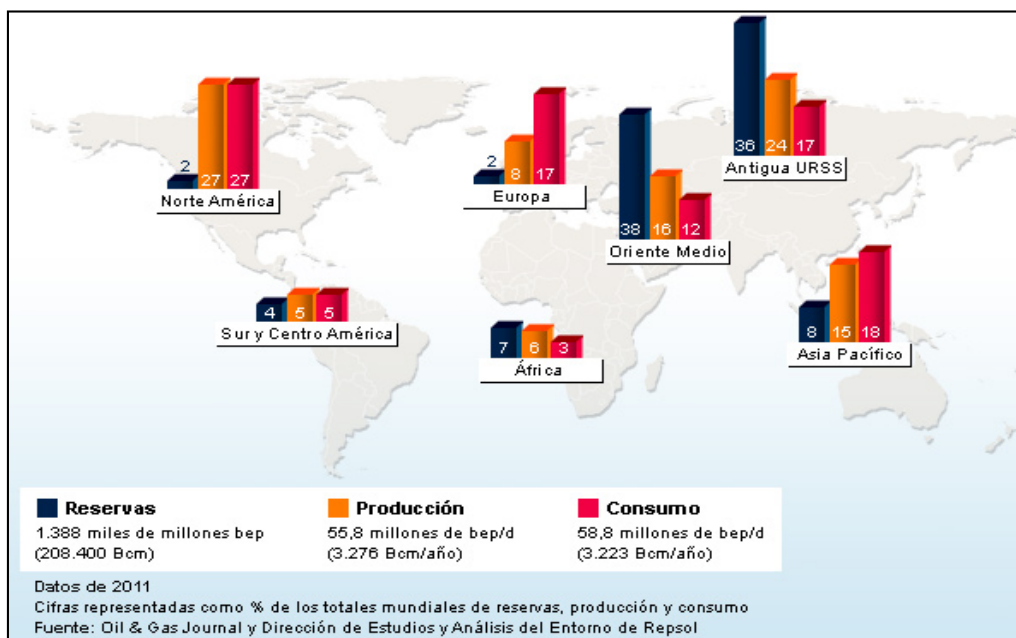


Figura 3.1.3.2. Principales reservas, productores y consumidores de gas natural en el mundo

Fuente: <http://www.repsol.com> [07]

En lo que se refiere al comercio internacional del gas, más del 31% de la producción mundial fue comercializada, y presenta un elevado potencial de crecimiento, sobre todo en lo que respecta al comercio del gas natural licuado (GNL).

### 3.1.4 SECTOR ENERGÉTICO ESPAÑOL

España ha experimentado en los últimos treinta años un importante crecimiento económico. El desarrollo industrial, el aumento del parque automovilístico y la mejora del equipamiento doméstico han traído como consecuencia un incremento en la demanda de energía. La evolución del consumo de energía entre 1970 y 2012 puede apreciarse en la gráfica de figura 3.1.4.1.

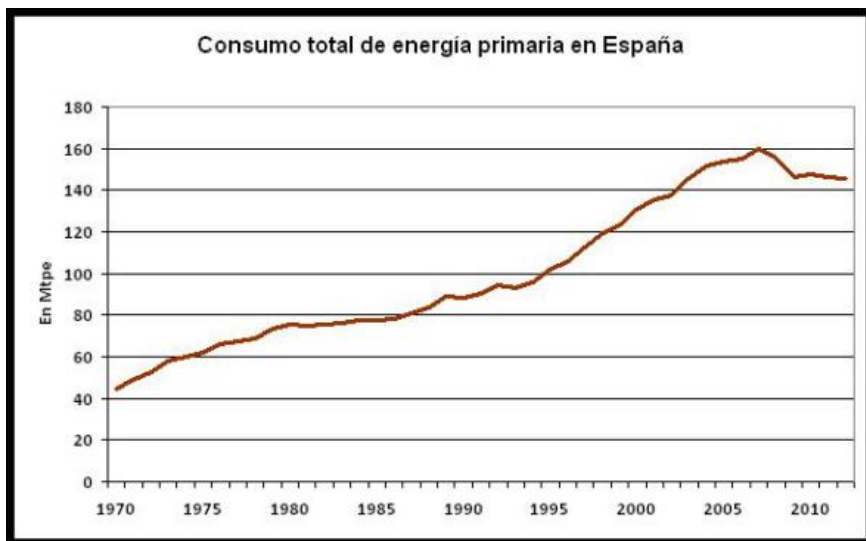


Figura 3.1.4.1. Evolución del consumo total de energía primaria en España (1970-2012) en Millones de toneladas de petróleo equivalente (Mtpe)

Fuente: BP Statistical Review of World Energy. [08]

Lamentablemente, como puede observarse en la figura 3.1.4.2., este aumento de la demanda ha sido cubierto mediante la importación de fuentes de energía de origen fósil, y en parte por la energía nuclear. No se ha tenido en cuenta otro tipo de factores como las emisiones de productos contaminantes, la limitación de las reservas, o la conveniencia de cubrir la demanda con fuentes de energía de origen nacional para limitar el riesgo de la dependencia energética externa.

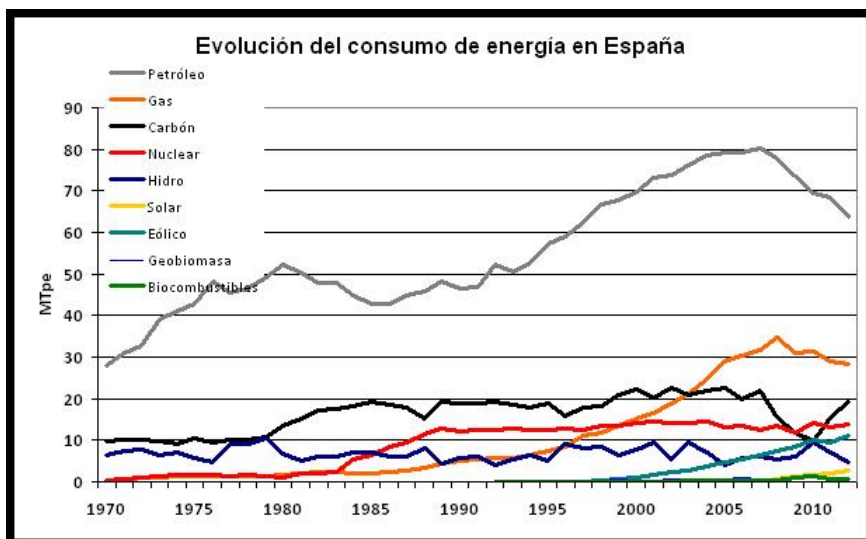


Figura 3.1.4.2. Evolución del consumo de los distintos tipos de energía en España en Mtpe (1970-2012)

Fuente: BP Statistical Review of World Energy. [08]

Esta evolución en el consumo ha supuesto un incremento de las emisiones de gases de efecto invernadero, como se aprecia en la figura 3.1.4.3. También, el incumplimiento de los compromisos adquiridos en el Protocolo de Kyoto.

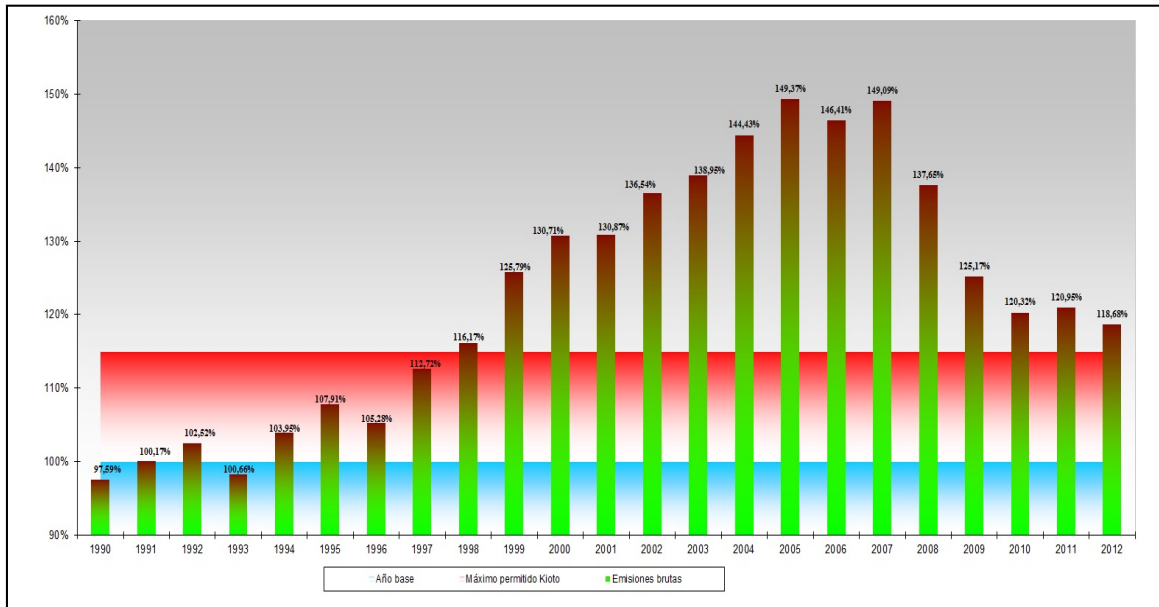


Figura 3.1.4.3. Evolución de las emisiones de gases de efecto invernadero en España. La línea Azul marca la línea base y línea roja el máximo permitido según protocolo de Kyoto

Fuente: Informe de las emisiones de Gases de Efecto Invernadero en España [09]

El aumento de la generación eléctrica mediante energías renovables de los últimos años, ha contribuido a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, y es una vía clave para conseguir reducir estas emisiones y cumplir con los compromisos adquiridos en Kyoto, y posteriormente en cumbres de Montreal y Bali.

Aun así, el sector eléctrico es el que más impacto tiene en la emisión de gases de efecto invernadero, con un 24% del total de las emisiones. En la figura 3.1.4.4, se aprecia el reparto de las emisiones de gases efecto invernadero (GEI) generadas en el año 2012 en España, donde se aprecia dicha proporción debida a la generación de electricidad.

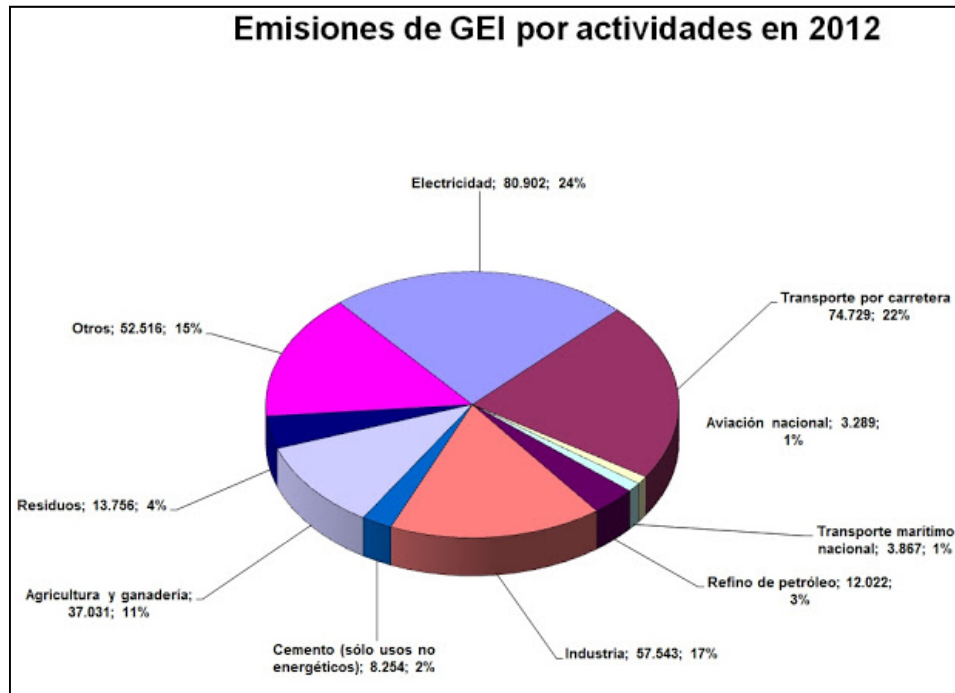


Figura 3.1.4.4. Reparto de emisiones de gases de efecto invernadero en España en 2012 por actividad

Fuente: Informe de las emisiones de Gases de Efecto Invernadero en España [09]

Sin embargo, actualmente la sociedad tiene una mayor concienciación del grave problema, tanto medioambiental como económico, que supone la gran dependencia del consumo de combustibles fósiles cada vez más escasos en la naturaleza. El desarrollo e implantación de las energías renovables con recursos ilimitados disponibles de forma abundante en nuestro país surge como alternativa que puede solucionar estos problemas. Algunas de estas energías renovables, se encuentran tecnológicamente desarrolladas y son ya comercialmente competitivas, como son el caso de la hidráulica y la eólica. Otras, como la energía termosolar, cuentan con tecnologías comercialmente disponibles y su competitividad requiere de una mayor confianza, tanto por parte de las empresas privadas, como de las instituciones públicas, que fomente la implantación de este tipo de plantas, y favorezca una disminución de los costes a partir de una economía de escala.

Como puede observarse en la figura 3.1.4.5, de representación de la cobertura de la demanda eléctrica en España en 2012, pese a que España ya estaba posicionada como líder mundial en energía solar termosolar, la aportación de este tipo de tecnología en dicha cobertura de la demanda eléctrica española, era muy minoritaria.

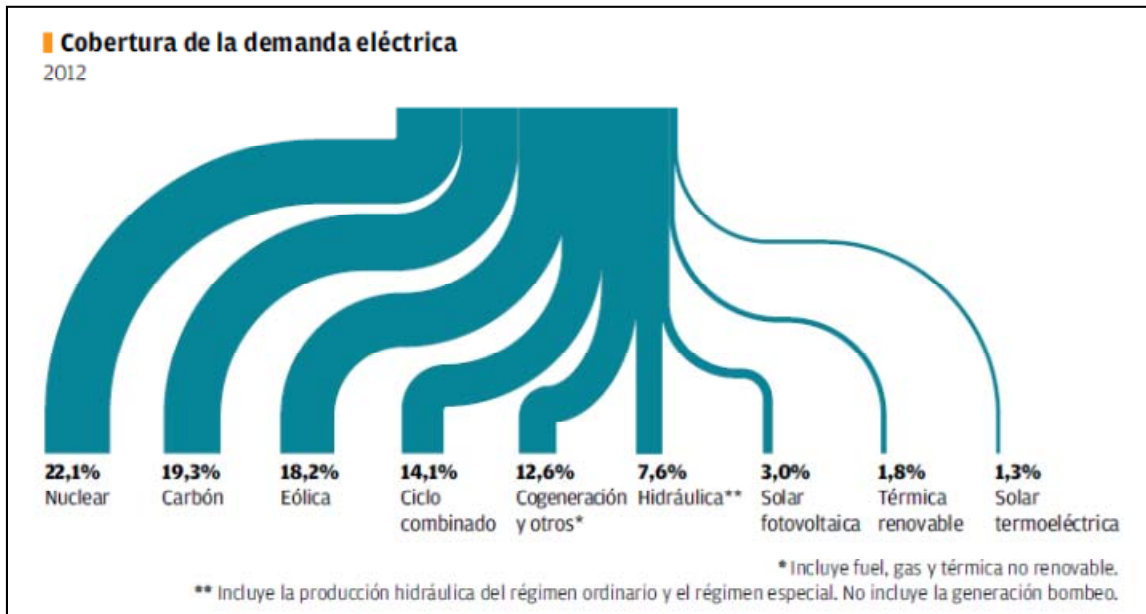


Figura 3.1.4.5: Cobertura de la demanda eléctrica en España en 2012

Fuente: Hacia un futuro energético sostenible. Informe anual 2012. [10]

## 3.2 ENERGÍAS DE ORIGEN FÓSIL Y NUCLEAR

### 3.2.1 PETRÓLEO

El petróleo es una fuente de energía de origen fósil que se forma por la lenta transformación durante millones de años de la materia orgánica enterrada bajo capas de sedimentos. Esta materia orgánica sufre un proceso químico de craqueo natural por efecto del calor y la presión. Estos productos quedan atrapados entre rocas no porosas, formándose los yacimientos petrolíferos.

El petróleo es extraído a la superficie y es sometido a procesos de destilación (refino) para separarlo en diferentes componentes: etano, gas licuado de petróleo, keroseno, gasolina, diesel, nafta, lubricantes, etc.

La generación de estos combustibles de origen fósil, es la principal aplicación del crudo petrolífero. También es la materia prima principal para la fabricación de gran cantidad de productos. Es base de la industria petroquímica en la fabricación de materiales plásticos básicos para la vida actual (polietileno, polipropileno, caucho sintético, etc.)

Debido a su alta densidad energética, fácil transporte y relativa abundancia, el petróleo ha sido desde 1950 la principal fuente de energía mundial. Actualmente es aproximadamente la fuente del 33% de la energía primaria generada.

La distribución de reservas mundiales de petróleo es desigual por todo el planeta, por lo que el precio del mismo lo deciden los países con reservas. El precio del barril de crudo define aquellas reservas cuya extracción es viable económicamente

### 3.2.2 CARBÓN

El carbón es una fuente de generación de energía que cambió la historia de la humanidad en la época de la Revolución Industrial. Es una roca sedimentaria negra rica en carbono y utilizada como combustible fósil. Es la segunda fuente mundial de energía primaria, detrás del petróleo y suministra el 25% de la energía primaria del mundo.

En la figura 3.2.2.1 se aprecia la evolución en los últimos años, como se ha producido un aumento de la demanda global de carbón para generación de energía, y la proyección futura de seguir la tendencia actual. El desarrollo de países como China e India, han sido claves para este aumento de consumo.

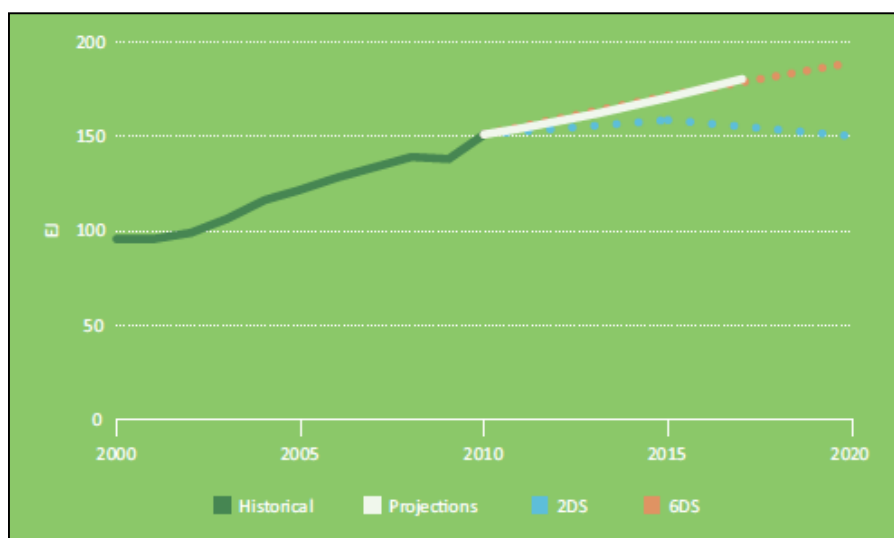


Figura 3.2.2.1. Demanda global de carbón

Fuente: Tracking Clean Energy Progress 2013. IEA. [05]



En los últimos años, se han desarrollado nuevos tipos de centrales de carbón que tratan de aumentar el rendimiento y reducir las emisiones contaminantes, como las centrales de lecho fluidizado a presión y los ciclos combinados que usan como combustible gas de síntesis obtenido por gasificación del carbón, entre otras tecnologías.

También se produjo un aumento de la demanda en los países europeos, en gran medida, debido a la expansión del *shale gas*, un hidrocarburo gaseoso que se encuentra en las formaciones rocosas sedimentarias de grano muy fino. El *shale gas* ha supuesto un aumento de exportación de carbón desde este USA, lo que ha contribuido a bajar notablemente los precios mundiales de carbón por la existencia de una gran oferta carbón en el mercado. Este aumento de consumo de carbón en Europa, se ha producido a costa de reducir consumo de gas natural, cuyo precio en Europa se mantiene asociado al del petróleo. Esto ha supuesto un aumento en las emisiones en Europa que dificulta que se cumplan los objetivos fijados.

Para conseguir el objetivo de 2°C (2DS), mencionado en la sección 3.2.1., es fundamental reducir las emisiones asociadas al carbón, bien cambiando de carbón a alternativas de bajas emisiones, o bien usando el carbón con tecnologías mucho más eficientes y capturando el CO<sub>2</sub>.

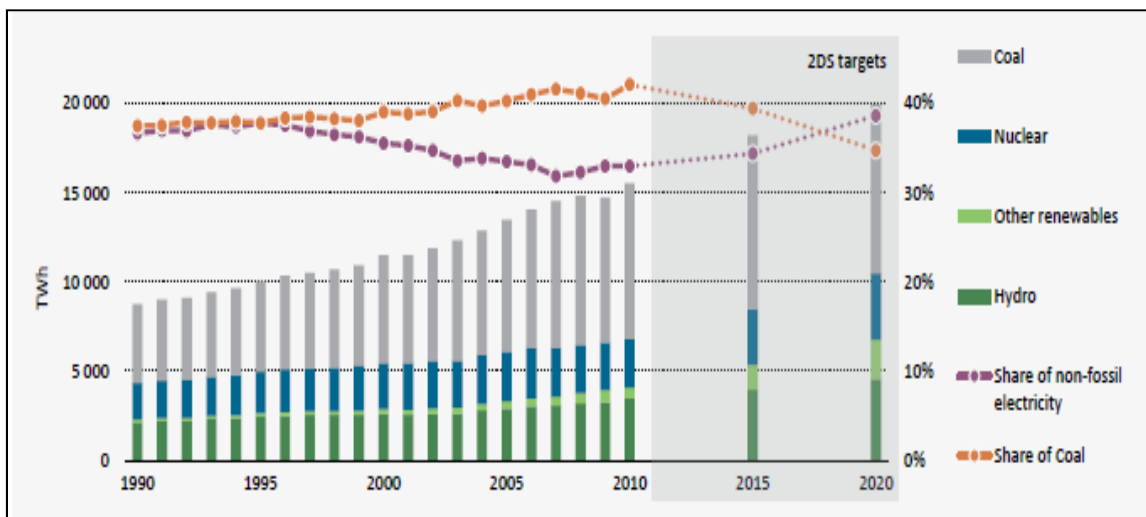


Figura 3.2.2.2. Generación de energía a partir de carbón y fuentes no fósiles

Fuente: Tracking Clean Energy Progress 2013. IEA. [05]



El crecimiento de la energía eléctrica generada con carbón está dejando atrás el crecimiento de otras energías no fósiles. En la figura 3.2.2.2, se puede apreciar cómo, en 2010, la generación de energía eléctrica por parte del carbón fue superior al 40%, lo que supuso el 70% de la generación de emisiones de CO<sub>2</sub>. Esta trayectoria creciente del carbón no es consistente con un futuro con menos carbono.

Para fomentar la sustitución de generación de energía basada en carbón por otras fuentes de energía, son necesarias políticas más estrictas de reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>, medidas de control de contaminaciones más estrictas, así como precios de CO<sub>2</sub> más altos y precios de gas natural más bajos.

### 3.2.3 GAS NATURAL

El gas natural es otra importante fuente de energía no renovable. Está formado por una mezcla de gases ligeros que se encuentran normalmente en yacimientos de petróleo, disuelto o asociado a él, o bien en depósitos de carbón. Se compone principalmente por metano y en su combustión genera mucho menos CO<sub>2</sub> que el petróleo o el carbón por su mayor porcentaje de hidrógeno.

Puede utilizarse en sistemas de generación como el ciclo combinado o la generación de hidrógeno. Las plantas que utilizan como combustible gas natural, son flexibles técnica y económicamente, por lo que pueden reaccionar rápidamente a picos de demanda.

La competencia entre gas natural y carbón en la operación diaria de las plantas depende de las condiciones de los mercados y del precio de los combustibles. Debido a la bajada del precio del carbón por las exportaciones desde Estados Unidos en los últimos años, en Europa el gas natural ha caído como fuente de generación de energía.

Para conseguir el objetivo de aumento de temperatura global de 2°C de la IAE, el gas natural debe jugar un papel crucial en la transición hacia generación de electricidad con menos carbón. Es por ello necesario que el gas natural desplace la generación basada en carbón. Si se consiguiese el escenario de 4°C, la sustitución de plantas de carbón, por plantas de gas natural, supondría la reducción del 80% de las emisiones.

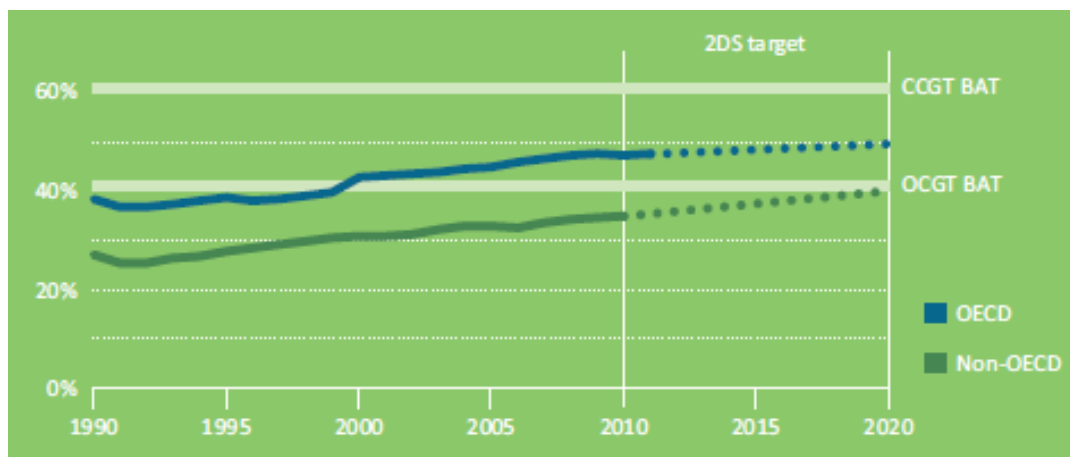


Figura 3.2.3.1. Eficiencia de las diferentes tecnologías basadas en gas natural

Fuente: Tracking Clean Energy Progress 2013. IEA. [05]

Tal y como se puede apreciar en la figura 3.2.3.1, la tecnología de gas natural ha crecido mucho en las dos últimas décadas, debido a que las plantas de ciclo combinado con turbina de gas (CCGT) han alcanzado un nivel de desarrollo que les permite competir con plantas tradicionales (turbinas de gas de ciclo abierto OCGT). La mejor tecnología de las plantas OCGT ha alcanzado valores de eficiencia del 40% y en plantas CCGT ha alcanzado del 60%. En Japón se busca alcanzar una eficiencia del 63% en una planta CCGT en 2016 aumentando la temperatura de entrada a la turbina a 1700°C.

También se están desarrollando plantas híbridas de gas que incluyen otras tecnologías basadas en energías renovables, como por ejemplo concentradores. El papel de las plantas de gas natural también es crucial en la capacidad de servir de capacidad de respaldo y compensar la variabilidad de otras fuentes de energía renovable.

Dentro de la generación de gas natural, ha cobrado vital importancia en los últimos años el *Shale-gas*, que ha revolucionado la industria del gas, especialmente en Norte América. La revolución se ha producido en los últimos años por el desarrollo de la tecnología de *fracking*. Esta tecnología consiste en la inyección de agua fundamentalmente, mezclado con arena, el cual se inyecta a presión en el terreno, con el objetivo de ampliar las fracturas existentes en el sustrato rocoso que encierra el gas o el petróleo

Se conocen unos 700 yacimientos de *shale-gas* en el mundo, aunque sólo una docena se han confirmado como potencialmente productivos, y se encuentran sobre todo en

Norte América. Los enormes volúmenes potenciales existentes pueden redibujar notablemente los mercados de gas en Europa y el resto del mundo. En la figura 3.2.3.2 se muestran las reservas de shale-gas estimadas en el mundo.

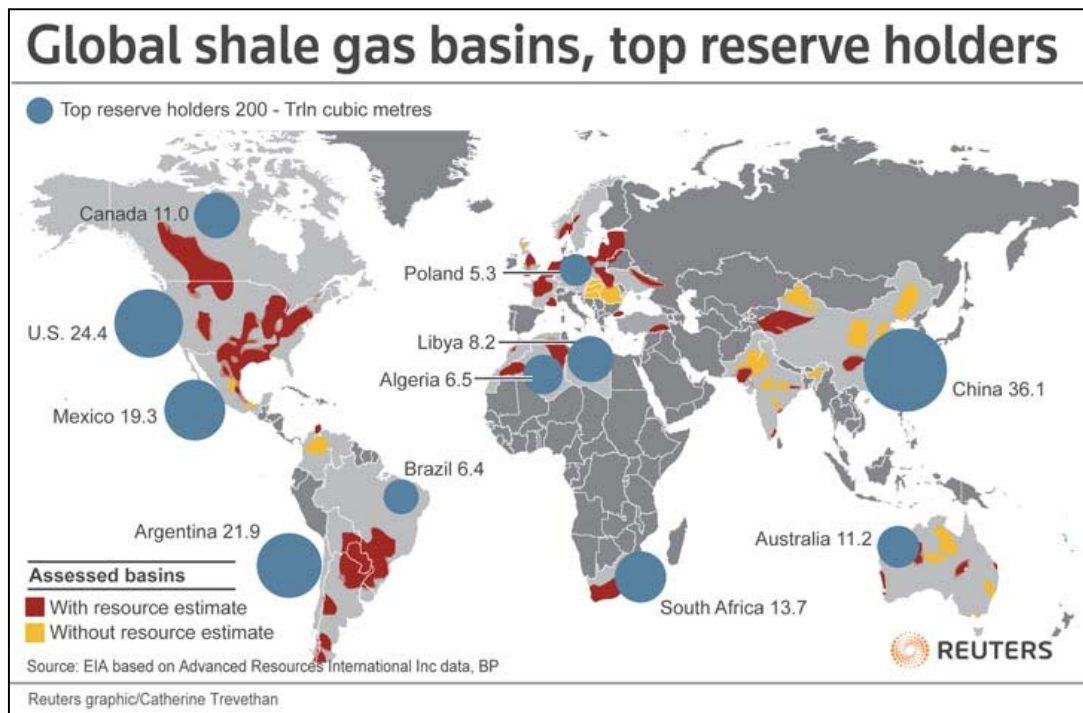


Figura 3.2.3.2. Estimación de reparto de reservas de shale-gas en el mundo.

Fuente: US. Energy Information Administration. [11]

Las principales ventajas del *shale-gas* son su enorme potencial de reservas, bajas emisiones, comparadas con otras fuentes fósiles, aplicabilidad de su tecnología y diversificación del suministro de gas por todo el mundo. Las principales desventajas son incertidumbre sobre costes y viabilidad, dudas sobre la aceptabilidad medioambiental de la tecnología, baja tasa de retorno, potencial escasez de equipamiento y oposición local al desarrollo de *shale-gas*.

### 3.2.4 ENERGÍA NUCLEAR

La energía nuclear por fisión se produce cuando un átomo que ha capturado un neutrón se divide en dos o más núcleos, liberando una gran cantidad de energía y más

neutrones. Estos neutrones impactan en otros núcleos y se desarrolla una reacción en cadena.

En las centrales nucleares, la energía eléctrica se produce mediante la fisión de uranio enriquecido. Ésta es una tecnología madura que se ha usado desde hace más de 60 años. Los diseños de las últimas plantas nucleares ofrecen altos rendimientos y niveles de seguridad, con emisiones nulas de CO<sub>2</sub> en la generación de energía nuclear en estas plantas.

Sin embargo, existen barreras a la expansión de la energía nuclear: poca aceptación pública, poca aceptación política y el problema de gestión de residuos nucleares, así como la seguridad en la operación, especialmente tras el accidente de la central nuclear Japonesa de Fukushima dañada por un terremoto y posterior tsunami.

El accidente de Fukushima propició que los gobiernos solicitaran evaluaciones de seguridad a las instalaciones y en la mayoría de los casos, han considerado que pueden seguir operando si mejoran la resistencia a eventos naturales extremos. Japón aún no ha reanudado las operaciones en todas sus centrales nucleares tras el accidente, Francia está planteando reducir la cuota de la energía nuclear (del 79% en 2011 al 50% en 2025) y está planificando el cierre de las plantas más antiguas en 2016.

En cambio otros países han activado o planteado planes de expansión nuclear. En 2012 comenzó la construcción de 4 reactores en Estados Unidos, tras 34 años sin ninguna nueva construcción. China, ha reanudado recientemente sus programas de construcción y el Reino Unido se plantea la construcción de 8 reactores para 2025.

Para conseguir el objetivo de aumento de temperatura de 2°C, la energía nuclear juega un papel clave en la reducción de la utilización del carbón en el sector eléctrico. Para ello debería alcanzar el 16% de la generación global en 2025 a través de la energía nuclear, contribuyendo de esta manera a la reducción del 6% de emisiones.

Según se muestra en la figura 3.2.4.1, la capacidad nuclear instalada a nivel mundial se ha mantenido estable desde el año 2000, considerando que las nuevas centrales han sustituido a la capacidad de aquellos reactores cerrados.

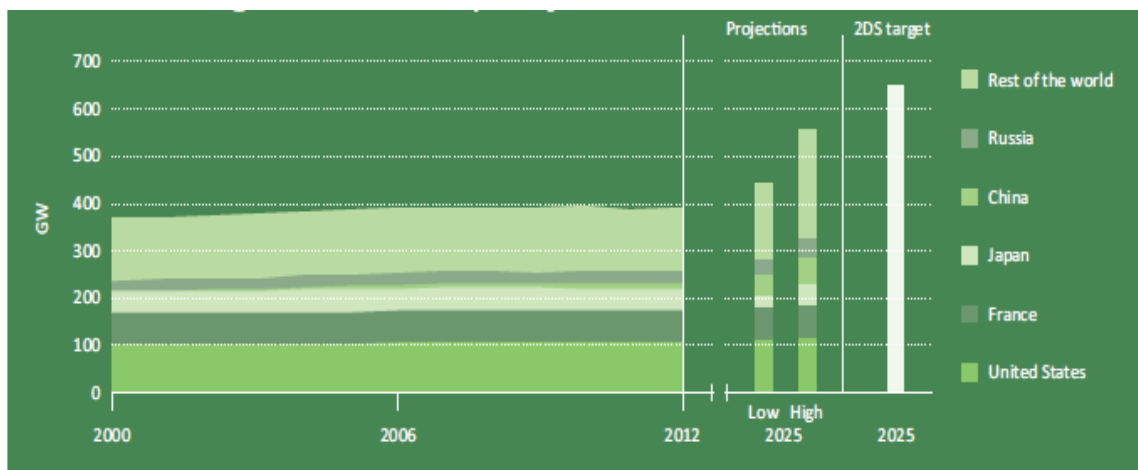


Figura 3.2.4.1. Capacidad nuclear instalada en el mundo

Fuente: Tracking Clean Energy Progress 2013. IEA. [05]

Como se ha comentado anteriormente, el ritmo de construcción de nuevas centrales se ha frenado por el accidente de Fukushima, aunque también, dicho descenso en la construcción de centrales nucleares, está motivado por la crisis financiera global. Para poder conseguir este objetivo de 2°C no sólo es necesario aumentar el ritmo de construcción de nuevas centrales, sino que hay que evaluar la extensión de la vida útil de las instalaciones existentes hasta que sean sustituidas por otras nuevas centrales. En el escenario 2DS, se asume una vida útil para los reactores nucleares en Estados Unidos de 60 años y de 55 años en el resto de instalaciones. Sin embargo, aumentar la vida útil de las instalaciones es cada vez más complicado debido al aumento de requerimientos de seguridad. Si se acelera el cierre de las plantas existentes, será necesario aumentar el ritmo de construcción de nuevas centrales.

### 3.3 ENERGÍAS RENOVABLES

Las energías renovables son aquellas fuentes de energía que se obtienen de fuentes naturales virtualmente inagotables, bien por la inmensa cantidad de energía que contienen o porque son capaces de regenerarse por medios naturales en un corto intervalo de tiempo. Son recursos limpios, que tienen un impacto prácticamente nulo y siempre reversible.

Las principales ventajas de estas energías, aparte de su nulo impacto, son la disminución de la dependencia energética exterior, la reducción del riesgo de abastecimiento poco diversificado y la reducción de emisiones.

Dentro de las energías renovables se encuentran la energía eólica, geotérmica, hidroeléctrica, mareomotriz, biomasa, biocombustibles y la solar. Todas ellas son piezas claves para conseguir el objetivo de escenario 2°C. Según datos del IAE [05], en 2011, supusieron el 19% de la generación eléctrica mundial (sin considerar energía hidroeléctrica), pero es necesario que alcancen el 25% en 2020 para alcanzar el objetivo 2DS marcado por la propia IAE.

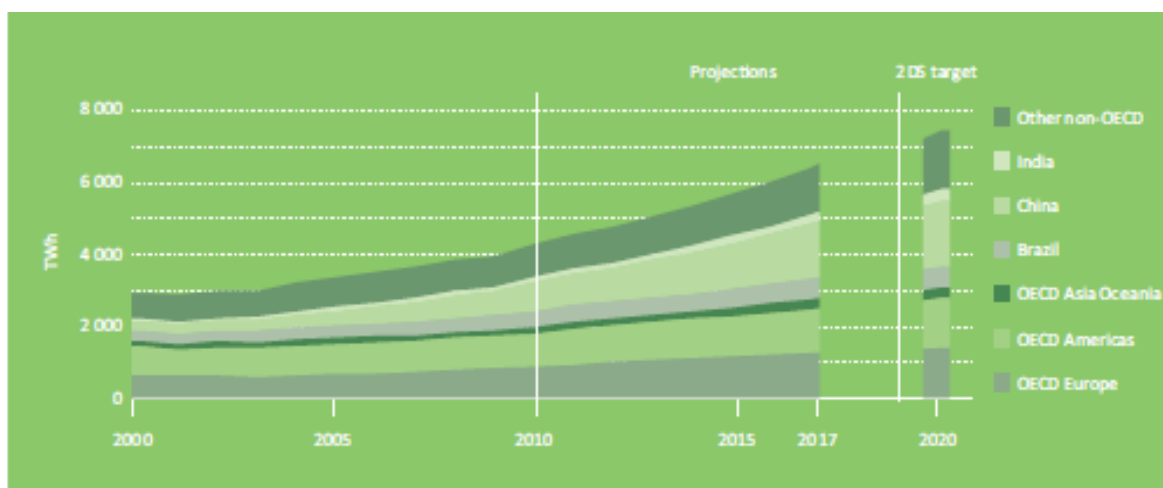


Figura 3.3.1. Generación de energía mediante fuentes renovables en el mundo

Fuente: Tracking Clean Energy Progress 2013. IEA. [05]

La inversión global en plantas de energías renovables, excluyendo las hidroeléctricas, fue de 240 billones de dólares en 2012, en línea con los objetivos de escenario de 2°C. Sin embargo, se ha ralentizado el ritmo de inversión debido a la incertidumbre de las políticas energéticas y a las políticas de incentivación de estas energías. Algunos países han reducido los incentivos para tecnologías renovables al haber mejorado su competitividad (como por ejemplo Alemania, Italia y España) mientras que otros han aumentado o actualizado estos incentivos.

La industria de las energías renovables, principalmente energía solar y eólica, entra en una fase de consolidación profunda. El aumento de la competencia ha reducido el coste de inversión de este tipo de energías renovables, cayendo especialmente en el

caso de la energía solar fotovoltaica y en la energía eólica terrestre. Esta reducción de costes es más lenta en otras tecnologías como la energía eólica marina y la energía termosolar como puede verse en la figura 3.3.2.

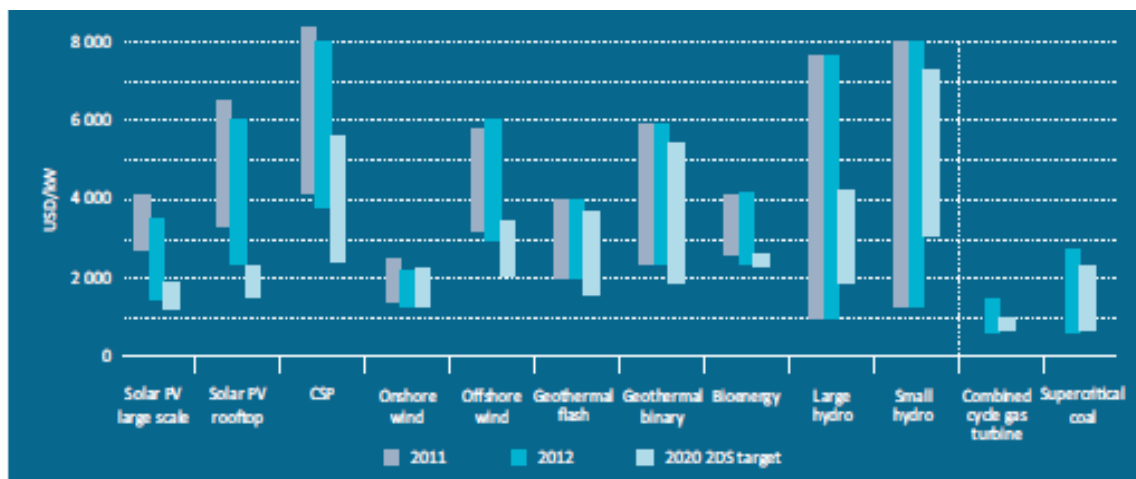


Figura 3.3.2. Variación del coste de inversión para cada tecnología

Fuente: Tracking Clean Energy Progress 2013. IEA. [05]

En el escenario hipotético del objetivo 2DS, la cuota de las energías renovables aumenta, desde el 20% en 2010, al 28% en 2020 y al 57% en 2050. La contribución principal es por parte de la energía hidroeléctrica (17% de la generación total de energía eléctrica), seguida por la energía eólica (6%), biomasa y residuos (3%) y solar (2%). Este aumento de generación por energías renovables contribuye a la reducción del 15% de las emisiones de CO<sub>2</sub>.

El número de países que están instalando plantas de producción de energía mediante energías renovables, ha crecido significativamente en los últimos. Esta difusión a nivel mundial es vital para conseguir los objetivos del escenario de 2°C.

### 3.3.1 ENERGÍA EÓLICA

La energía eólica, es la energía que aprovecha la energía cinética de las corrientes de aire para generar energía eléctrica mediante aerogeneradores, conectados a la red

eléctrica. Es una tecnología renovable, consolidada y barata. Las pequeñas instalaciones permiten que zonas remotas y aisladas cuenten con energía eléctrica.

Debido al auge de esta energía se han empezado a instalar y construir parques eólicos marinos en zonas cercanas a las costas. La energía del viento es más estable y fuerte en el mar y el impacto visual del parque eólico es menor, aunque el coste de construcción y mantenimiento es mucho mayor que en tierra.

La energía del viento es bastante estable y predecible a escala anual, aunque con variaciones significativas en escalas de tiempo inferiores. Cuanto mayor es el porcentaje de energía eólica en un país, más necesarias son una serie de modificaciones en la red eléctrica que regulen los picos y bajadas de generación, así como una distribución geográfica amplia de aerogeneradores y el respaldo con otras fuentes de energía.

Dentro de las previsiones para conseguir el escenario 2DS, la energía eólica terrestre está en la línea de cumplir dicho escenario, con una generación prevista en 2020 de 1500TWh. Desde 2000 a 2011 la generación ha aumentado en un 27% anual, creciendo especialmente en China y Estados Unidos.

La energía eólica marina ha acelerado su crecimiento en los últimos años, pero desde valores de generación muy por debajo de la terrestre. La tecnología todavía es emergente y requiere de su despliegue para que se produzca la reducción del coste.

### *3.3.2 ENERGÍA HIDROELÉCTRICA*

La energía hidroeléctrica es la que aprovecha la energía cinética y potencial de las corrientes y saltos de agua. Se hace pasar el agua en su caída entre dos niveles a través de una turbina hidráulica, que transmite la energía a un alternador que genera la energía eléctrica.

Esta energía puede aprovecharse a diferentes escalas, desde pequeños saltos en ríos con pequeñas presas (centrales minihidráulicas) a grandes presas con grandes centrales hidroeléctricas. Tiene influencia significativa en regiones donde confluyen



cantidad de lluvias suficiente, desniveles geológicos y orografía adecuada para construcción de presas.

Es una energía renovable de alto rendimiento energético, inagotable debido al ciclo natural del agua y sin emisiones asociadas. Como ventaja adicional, los embalses que se construyen para generar energía hidroeléctrica, permiten almacenar agua para abastecimiento a núcleos de población, y permiten controlar el caudal de los ríos minimizando el riesgo de inundación por crecidas anormales de los ríos.

Otra ventaja de este tipo de energía es la larga vida útil de las centrales hidroeléctricas frente a otro tipo de plantas y su bajo coste de operación. Son además independientes a la volatilidad de los precios de los combustibles. Además se puede controlar la cantidad de agua que se hace pasar por las turbinas, controlando por tanto la cantidad de energía generada.

### 3.3.3 *ENERGÍA GEOTÉRMICA*

La energía geotérmica es la que genera energía aprovechando el calor del interior de la tierra. Aprovecha el calor de las fuentes termales o géiseres en numerosos lugares del mundo.

Es una fuente renovable que permite reducir la dependencia energética exterior, no genera residuos ni emisiones, no genera ruidos y ocupa un área de terreno inferior al requerido por otro tipo de plantas. No es una energía inagotable aunque el nivel de recursos geotérmicos es mayor que los de combustibles fósiles o uranio.

Como desventaja en algunos casos supone emisión de ácido sulfhídrico, puede contaminar las aguas próximas con determinados compuestos, no es fácil de transportar y no está disponible más que en determinados lugares del mundo.

La energía geotérmica supone un porcentaje importante de generación en algunos países como Islandia (27%), El Salvador (26%), Kenia (19%) y Filipinas (15%).

### 3.3.4 *ENERGÍAS MAREOMOTRIZ (MAREAS)*

La energía mareomotriz es la obtenida aprovechando las mareas, por la diferencia de energía potencial entre la marea alta y la marea baja. Sólo es aprovechable en aquellos lugares con una diferencia muy importante de nivel entre ambas mareas. Es una forma de energía renovable, que aprovecha una fuente de energía segura e inagotable. Sin embargo, los costes económicos y ambientales de instalar plantas para poder aprovecharla hacen que no tenga una amplia implantación.

### 3.3.5 *BIOMASA Y BIOCOMBUSTIBLES*

La energía de la biomasa es la que puede obtenerse aprovechando la energía almacenada como materia orgánica en las especies vegetales, por transformarse parte de la energía del sol en energía química a través de la fotosíntesis.

Esta energía que contiene la materia vegetal y que puede aprovecharse por combustión directa o por transformación en combustibles (biocombustibles). Existen varios recursos vegetales que pueden ser recursos energéticos: biomasa natural (la que crece en la naturaleza sin intervención humana), la biomasa residual (residuos de las actividades agrícolas, residuos de la industria maderera, reciclado de aceites, etc) y los cultivos energéticos destinados a producir biocombustibles.

Se considera que el uso de biomasa es neutro en la emisión de CO<sub>2</sub>, siempre que no se consuma en cantidades superiores a la producción neta de biomasa del ecosistema explotado. En su explotación industrial, las emisiones netas son significativamente menores que las de combustibles fósiles.

En su utilización debe valorarse, cuando procede de cultivos, si compete frente a otros usos como el alimentario o si se cambia el destino de tierras dedicadas a la alimentación al cultivo de vegetales para biocombustibles, puesto que puede afectar al precio de productos alimentarios básicos.

La energía eléctrica generada de biomasa sólida, biogás, residuos y biocombustibles ha crecido de en torno a un 8% anual, desde el año 2000 al año 2011. Si se sigue este

ritmo de crecimiento, se estará en la línea de cumplir el objetivo fijado para el escenario 2DS.

### 3.4 ENERGÍA SOLAR

La energía solar es la fuente de energía permanente más abundante en la tierra y está disponible para su uso directo (radiación solar) así como indirecto (viento, biomasa, mareomotriz y gradiente térmico marino).

De la radiación emitida por el Sol ( $3,8 \times 10^{23}$  kW), una mínima fracción llega a la Tierra ( $1,7 \times 10^{14}$  kW). De esta pequeña fracción, el 60% llega a la superficie de la Tierra, y el resto es reflejado de nuevo al espacio o absorbido por la atmósfera. La energía solar recibida anualmente en la tierra es 7500 veces el consumo total anual de energía primaria en el mundo.

Existen una serie de variables que influyen en la cantidad de radiación solar que llega a un punto determinado del planeta. La variable fundamental es el grado de inclinación de la Tierra respecto al Sol ( $23,5^\circ$ ). La intensidad de la radiación solar es mayor, cuando el ángulo de incidencia de los rayos solares es perpendicular, que cuando el ángulo de incidencia es más oblicuo, como sucede en los polos.

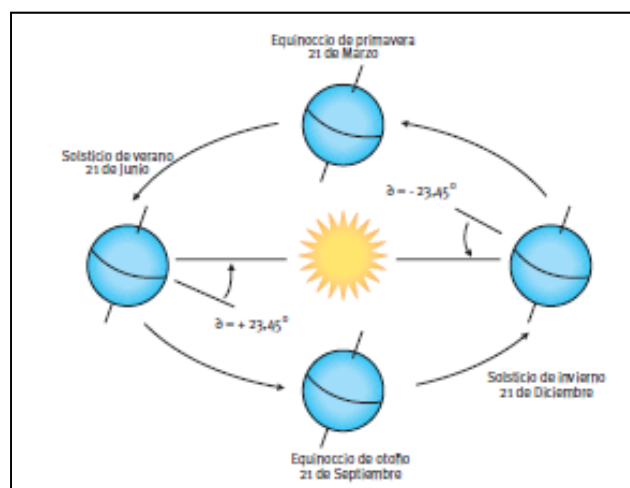


Figura 3.4.1. Efecto del ángulo de la Tierra en la incidencia de radiación solar en su superficie

Fuente: IDAE. Manuales de Energías Renovables. Energía Solar Térmica. [12]

Por esta inclinación de la tierra, los mayores valores de radiación no se producen en el Ecuador, sino en latitudes próximas a los Trópicos de Cáncer y Capricornio, puesto que en estas zonas los rayos solares son más perpendiculares y atraviesan una capa atmosférica más fina, y los menores se encuentran en las regiones de los polos.

Para establecer con exactitud la cantidad de energía que se puede aprovechar en un sitio concreto, es necesario considerar otros aspectos como hora del día, estación del año y condiciones atmosféricas. Por ejemplo, en días nublados, se reduce la intensidad de la radiación solar, y por tanto, el aporte energético que pueda recibir una instalación de energía solar térmica.

La relación entre las variaciones de nubosidad y la radiación solar es compleja y es probablemente el factor más importante para calcular la energía que llega a un punto concreto de la superficie terrestre.

Considerar todas estas variables permite conformar el mapa solar de una región del planeta y establecer qué cantidad de energía que se puede captar para su uso industrial, doméstico o de generación de energía eléctrica. En la figura 3.4.2, se muestra el mapa de clasificación mundial de zonas en función de su radiación solar.

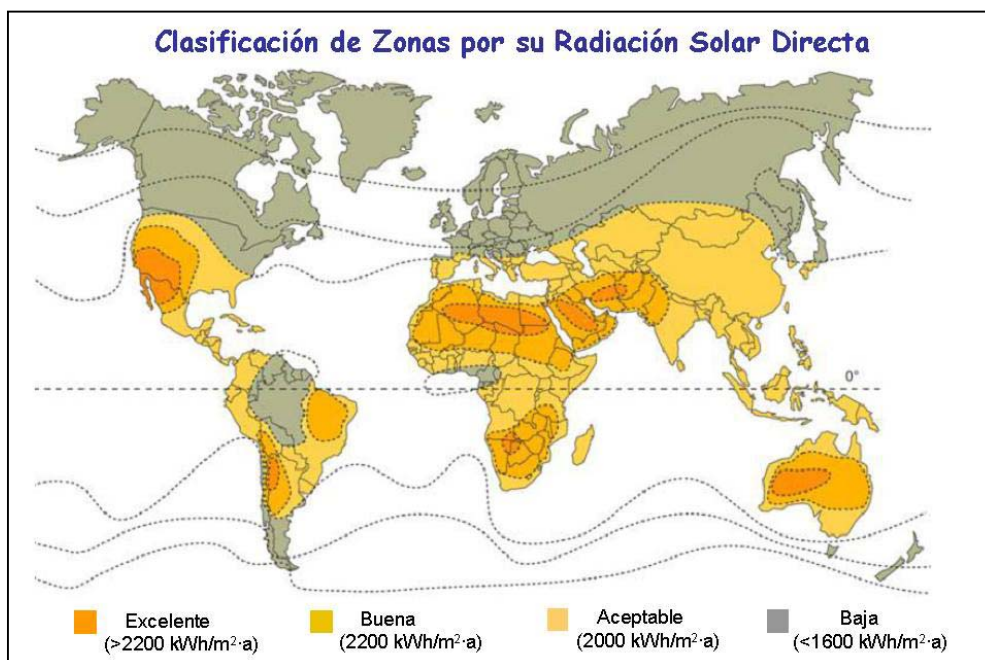


Figura 3.4.2. Clasificación de zonas por radiación solar directa

Fuente: <http://www.eoi.es/blogs/open/cambio-climatico-y-centrales-termosolares/> [13]

En el caso concreto de España, reúne todos los requisitos para ser uno de los países Europeos con mayor capacidad aprovechar la energía solar. Tiene una buena situación geográfica y una climatología adecuada. Situada entre los 36º y 44º latitud Norte, España recibe una intensidad de radiación solar muy superior a otras zonas del planeta. Frente a otros países europeos, España se ve favorecida por la gran cantidad de días sin nubes al año, lo que hace que la radiación media incidida al año sea aceptable.

Según la forma de en la que se capte la radiación solar, se puede obtener energía térmica o transformar dicha radiación en energía eléctrica. Según la tecnología empleada en cada caso se clasificaran en las siguientes tecnologías:

- Energía solar fotovoltaica: convierte directamente la energía solar en electricidad usando una célula fotovoltaica fabricada con un material semiconductor.
- Energía solar térmica: convierte la radiación solar en energía térmica. A su vez se divide en energía solar térmica de baja temperatura (la radiación solar se utilizar para generar agua caliente o calefacción) y energía termosolar (la radiación solar se transforma primero en energía de tipo térmico y ésta en electricidad en una máquina térmica convencional).

La energía solar fotovoltaica aprovecha bien la energía solar dispersa, incluso en condiciones de cielo cubierto, por lo que para su instalación deben tenerse en cuenta valores de radiación difusa.

En cambio, para las instalaciones solares termosolar, deben considerarse principalmente horas de sol, puesto que se obtienen rendimientos muy superiores cuando los rayos les alcanzan de forma directa con respecto a situaciones sin radiación solar directa.

El uso de energía solar térmica de baja temperatura está extendido para generación de agua caliente de uso doméstico, en hoteles, hospitales, pequeñas industrias, etc.

Las principales ventajas de la energía solar son:

- Pueden generar electricidad y/o calor en las franjas horarias en las que el consumo es mayor.
- Son susceptibles de hibridación con otras fuentes energéticas renovables o fósiles
- Son adecuadas para una transformación energética modular ajustada a la demanda tanto en tamaño como en ubicación territorial
- Los países con menor desarrollo económico y energético son los que más recurso solar tienen.
- Alta calidad energética. Gran parte de la radiación solar puede ser transformada en trabajo mecánico.
- Aunque es aleatoria, lo es menos que otras fuentes renovables. Se puede conocer previamente y con bastante aproximación cuándo hay más o menos radiación.
- Está muy distribuida por el mundo, con diferencias muy acusadas dependiendo de la latitud geográfica.

#### *3.4.1 ENERGÍA SOLAR FOTOVOLTAICA*

La energía solar fotovoltaica aprovecha la radiación solar de longitud de onda más corta ( $<1\mu\text{m}$ ). Esta radiación incide sobre un material previamente preparado microscópicamente, donde es capaz de generar un flujo de electrones.

Los principales elementos de las instalaciones fotovoltaicas son módulos fotovoltaicos, que están formados por células solares asociadas entre sí. La generación de electricidad de una célula o módulo depende casi linealmente de la intensidad de la radiación, generándose más cuanto más radiación recibe. La temperatura de la célula influye negativamente en la generación de electricidad, aunque su influencia es mucho menor que la de la intensidad de la radiación recibida. Se suelen posicionar de manera que los módulos reciban la máxima radiación posible y que tengan la menor

temperatura, y que no estén en zonas de sombra, ya que en ese caso el rendimiento se reduce considerablemente.

Durante el periodo 2000-2011, la energía solar fotovoltaica fue la tecnología renovable con crecimiento más rápido en todo el mundo. La capacidad instalada acumulada de energía solar fotovoltaica en 2011 alcanzaba valores de unos 65GW cuando en 2000 sólo había 1,5GW, es decir, creció a un 47% anual. En el año 2011, Alemania e Italia acumulaban la mitad de la capacidad mundial, seguidos por Japón, España, Estados Unidos y China.

Esta energía ha seguido creciendo, pese al recorte de los incentivos en algunos países como Alemania, Italia y España, debido a la reducción de los precios de estos sistemas y a la potenciación de este tipo de energía en China y Japón. El aumento de su competitividad ha ayudado a que se difunda en África, Asia, Sudamérica y Oriente Medio. Esta tendencia debe continuar para alcanzar el objetivo de 2DS.

#### *3.4.2 ENERGÍA TERMOSOLAR.*

La energía termosolar usa espejos o lentes para concentrar la luz solar o energía solar térmica de una gran superficie sobre un área pequeña. Esta luz concentrada se convierte en calor, que impulsa un motor térmico (normalmente turbina de vapor) que está conectado a un generador de energía eléctrica.

Necesitan sistemas que concentren la radiación solar mediante lentes o espejos parabólicos porque los captadores planos convencionales tienen bajos rendimientos cuando se busca generar temperaturas superiores a 80°C. Para generar vapor entre 100 y 250°C es imprescindible usar sistemas de captación para concentrar el calor.

Los espejos permiten calentar, directa o indirectamente, un fluido hasta producir vapor, que permite mover una turbina, convirtiendo la energía térmica en mecánica y ésta a su vez en eléctrica. Suele utilizarse como fluido primario aceite o soluciones salinas porque permiten trabajar a temperaturas más elevadas.

Los sistemas de concentración sólo aprovechan la radiación directa, no la difusa.

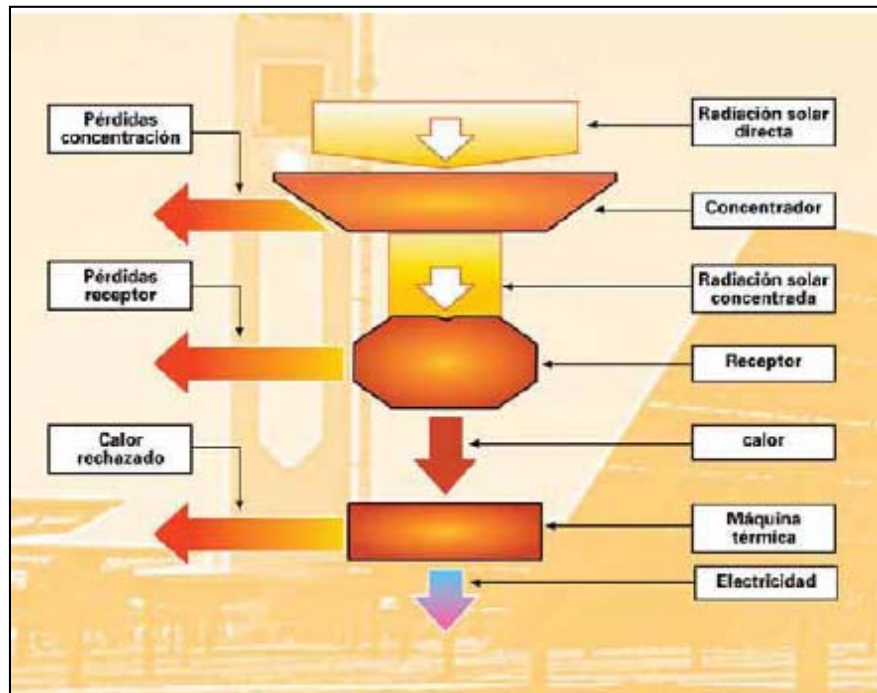


Figura 3.4.2.1: Esquema de una instalación solar termosolar

Fuente: La electricidad solar térmica, tan lejos, tan cerca. Gas Natural Fundación. [14]

Los concentradores basados en lentes o espejos redireccionan la componente directa de la radiación solar, que llega a la superficie de captación,  $A_c$ , para hacerla llegar a otra superficie de menor tamaño, llamada superficie de absorción,  $A_{abs}$ , donde se sitúa el absorbedor. El cociente entre las dos superficies es uno de los indicadores más representativos del sistema y se llama razón de concentración geométrica,  $C_g$ .

La función del sistema captador es recibir y concentrar la radiación solar sobre el receptor-absorbedor, donde la radiación se convierte en energía térmica, que finalmente se transforma en otra energía apta para su utilización en un sistema de conversión de potencia muy similar o igual a los utilizados en las centrales convencionales térmicas.

Al concentrar la radiación solar, se aprovecha más eficientemente que en sistemas sin concentración, aumenta la temperatura, lo que permite mayores rendimientos termodinámicos.

Según la ley de Stefan-Boltzmann, las pérdidas por radiación infrarroja en el receptor son proporcionales a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del receptor, por lo



que el rendimiento del receptor también disminuirá con el aumento de la temperatura. Estas pérdidas son además proporcionales a la emisividad del material que forme el receptor y el área de la superficie absorbidora.

Por ello, para la misma temperatura de operación, el rendimiento real del sistema será mayor cuanto mayor sea la razón de concentración (menor área del absorbedor en el sistema captador) puesto que se reducen las pérdidas por radiación infrarroja.

El rendimiento también será mayor cuanto menor sea la emisividad del receptor en las longitudes de onda correspondientes a su temperatura, porque se reducen las pérdidas por radiación infrarroja.

El rendimiento global del sistema en su conjunto es igual al producto de los rendimientos de la máquina térmica y el receptor. Dada una máquina térmica, para cada razón de concentración hay una temperatura óptima de operación. Cuanto mayor es la razón de concentración, mayor es la temperatura óptima de operación, efecto que puede verse en la figura 3.4.2.2.

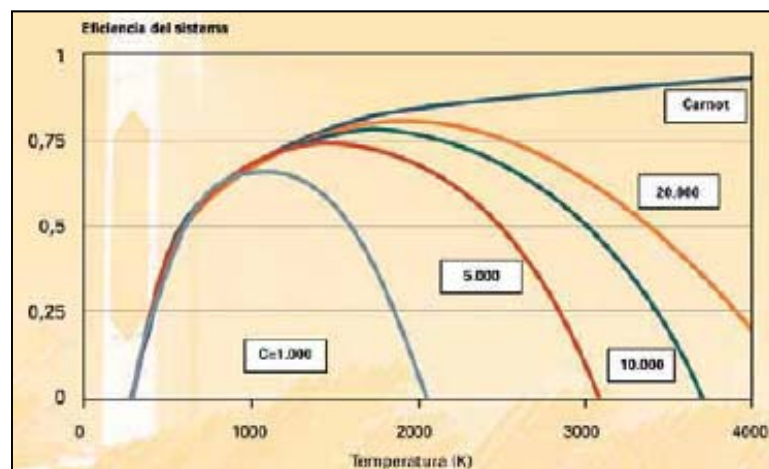


Figura 3.4.2.2: Rendimiento energético de un sistema solar termoeléctrico en función de la temperatura de operación (parámetro: razón de concentración)

Fuente: La electricidad solar térmica, tan lejos, tan cerca. Gas Natural Fundación. [14]

La razón de concentración máxima que puede obtenerse depende de la distribución angular de la radiación que incide. Si todos los rayos fueran perfectamente paralelos, la razón de concentración teórica no tendría límite, el área receptor podría hacerse tan pequeña como se deseara, porque todos los rayos reflejados pasarían por el punto

focal del concentrador. En el caso opuesto, si la radiación fuera totalmente aleatoria, no se podría concentrar.

Las principales ventajas de la energía termosolar son las siguientes:

- Se puede almacenar y gestionar: a diferencia de otras tecnologías cuya energía hay que consumirla en el momento de su generación, la energía termosolar es una energía renovable con capacidad de almacenamiento, capaz de aportar a la red eléctrica cuando es demandada incluso en horas sin luz solar. Esto presenta una gran ventaja, aportando seguridad al sistema eléctrico. Además la gran inercia del sistema generador permite apoyar a la red eléctrica ante incidencias.
- Como el resto de energías solares, es una energía limpia, segura y renovable, que permite luchar contra el cambio climático, la reducción de huella de carbono y el desarrollo de un sistema energético y económico sostenible.
- Es una energía generadora de empleo: las centrales termosolares son el tipo de centrales que más empleos generan desde su construcción hasta su puesta en marcha. Una central de en torno a 50MW, genera unos 5.000 puestos de empleo equivalentes-año directos y otros tantos indirectos durante todas sus fases (diseño, fabricación de componentes e instalación). En España, durante los dos años que suele durar la construcción de una planta, se generan unos 500 empleos y durante su operación requiere unos 50 trabajadores por planta. Es por tanto una generadora de empleo e impulsora de desarrollo económico y social en algunas regiones de España.
- Al igual que sucede con otras energías renovables, la energía termosolar reduce la dependencia energética externa, minimizando la importación de petróleo y otras fuentes de energía fósil procedentes de otros países, en algunos casos inestables políticamente. Esta energía ayuda por tanto a reducir la fuerte dependencia energética española.
- Es un tipo de energía que permite el acceso a la electricidad en zonas aisladas o en países en vías de desarrollo, puesto que muchos de ellos disponen de un gran recurso solar.

- España es uno de los países líderes a nivel mundial en potencia instalada y en capacidad tecnológica termosolar, y las empresas españolas del sector termosolar están participando en proyectos ambiciosos en muchas regiones del mundo (Estados Unidos, Norte de África, Oriente Medio, China, India, Australia).

La energía solar fotovoltaica tiene teóricamente aplicación en una zona geográficamente más amplia que la termosolar, aunque sigue siendo necesario un nivel mínimo de radiación solar difusa para que la generación de energía eléctrica sea viable. La energía termosolar tiene potencial en áreas geográficamente más limitadas, en las que se cuente con altos niveles de radiación solar.

Por el contrario, en comparación con la energía fotovoltaica, la energía termosolar tiene menos intermitencia por la inercia del sistema térmico y la posibilidad de integrar almacenamiento térmico, por lo que se puede generar energía durante más horas, incluso cuando no hay sol.

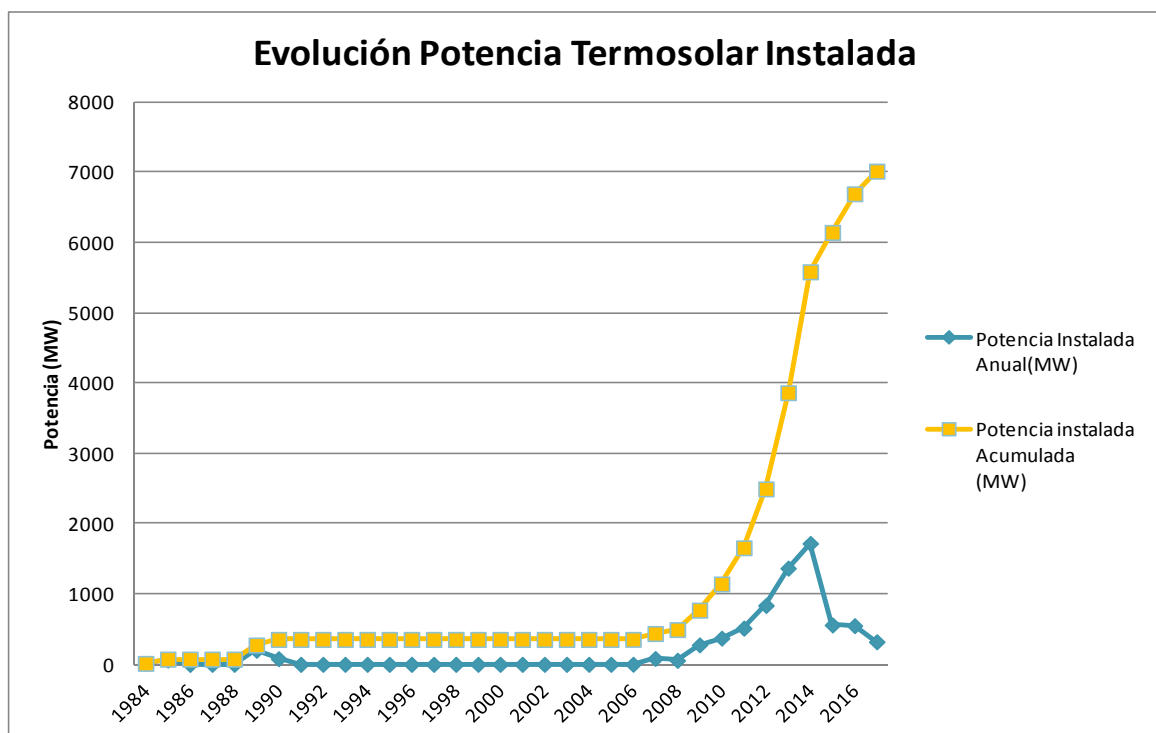


Figura 3.4.2.3: Evolución de la potencia termosolar instalada a nivel mundial

Fuente: Elaboración propia a partir de datos publicados en portal de información abierta: Wikipedia [15]

A continuación se muestra en la figura 3.4.2.3, la evolución de la potencia termosolar mundial instalada o prevista desde la instalación de la primera planta de generación eléctrica en 1984. Como puede observarse, es un sector en crecimiento significativo a nivel mundial desde finales de la década pasada, y se prevé que en los próximos años siga siéndolo.

Con el adecuado apoyo, en el 2050, la energía termosolar podría proporcionar el 11,3% de la energía eléctrica global, con un 9,6% directamente solar y un 1,7% procedente de combustibles de respaldo (combustibles fósiles o biomasa). En los países con más radiación solar, esta energía puede convertirse en una fuente competitiva de energía primaria en momentos de puntas de consumo y cargas medias para el año 2020, y en una fuente de suministro de carga-base en 2025-2050.

La capacidad de gestión es uno de los aspectos que los operadores de sistemas eléctricos consideran como claves y posiblemente el que más valor les genera. Ajustar la generación a la curva de demanda tiene el beneficio de poder vender la electricidad en los momentos de máxima generación, con el consiguiente incremento de precio y de poder compensar los efectos de las fuentes intermitentes.

La energía solar termosolar se considera gestionable por contar con una gran inercia térmica, que evita que deje de generar energía de forma inesperada, gracias al almacenamiento térmico y al uso de un pequeño porcentaje de gas. Por ejemplo, en octubre de 2013 entró en servicio la planta de Abengoa Solana, en Phoenix, Arizona, planta cilindroparábólica con una capacidad instalada de 280MW brutos y con un sistema de almacenamiento térmico de sales fundidas que permite generar electricidad durante seis horas al margen del campo solar.

Por otra parte la energía termosolar tiene la ventaja de poder combinarse con plantas de generación de energía convencional para formar plantas híbridas. Esta posibilidad de contar con otro combustible como refuerzo, permite aumentar su flexibilidad.

En la figura 3.4.2.4 se muestra un ejemplo de cómo de forma natural, este tipo de centrales, se adaptan a la curva de demanda eléctrica. Se muestra una gráfica de un día cualquiera de verano, donde se observa que la generación de un parque termosolar coincide con las rampas de curva de demanda. En invierno gracias a la

capacidad de almacenamiento, estas centrales también pueden aportar energía a la red eléctrica para cubrir la punta de demanda que se produce por la tarde.

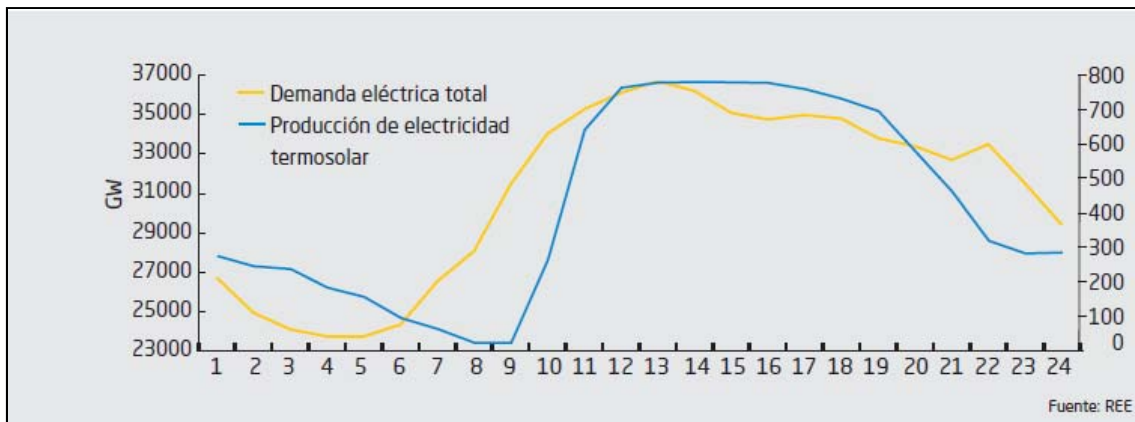


Figura 3.4.2.4: Demanda de energía eléctrica total y curva de producción de planta termosolar (verano)

Fuente: Impacto macroeconómico del Sector Solar Termoeléctrico en España. Protermosolar. [16]

Según las previsiones establecidas para esta energía por la Agencia Internacional de la Energía (IAE), y tal y como se aprecia en la figura 3.4.2.5, la zona con mayor producción y consumo será Norteamérica, seguida de África, India y Oriente Medio. El Norte de África tiene potencial para ser un gran exportador, principalmente a Europa, puesto que el potencial solar que tiene compensa los costes adicionales de líneas de transmisión de larga distancia.

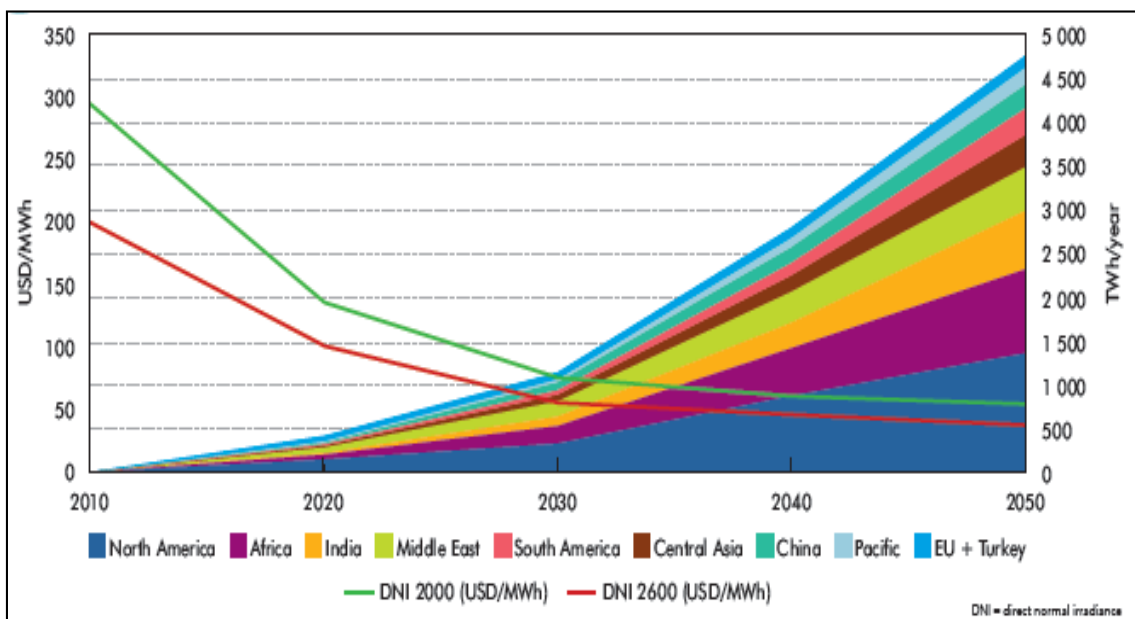


Figura 3.4.2.5: Previsión de la reducción de coste y aumento de producción de energía termosolar

Fuente: Concentrating Solar Power Roadmap. IEA. [17]

En la figura 3.4.2.6 se muestra la radiación normal directa en el mundo, en  $\text{kW/m}^2$  y año, así como la previsión de producción y consumo de energía termosolar en TWh según las previsiones. En ella se indican las zonas que transfieren energía termosolar (zonas con más radiación solar) a los grandes centros de consumo.

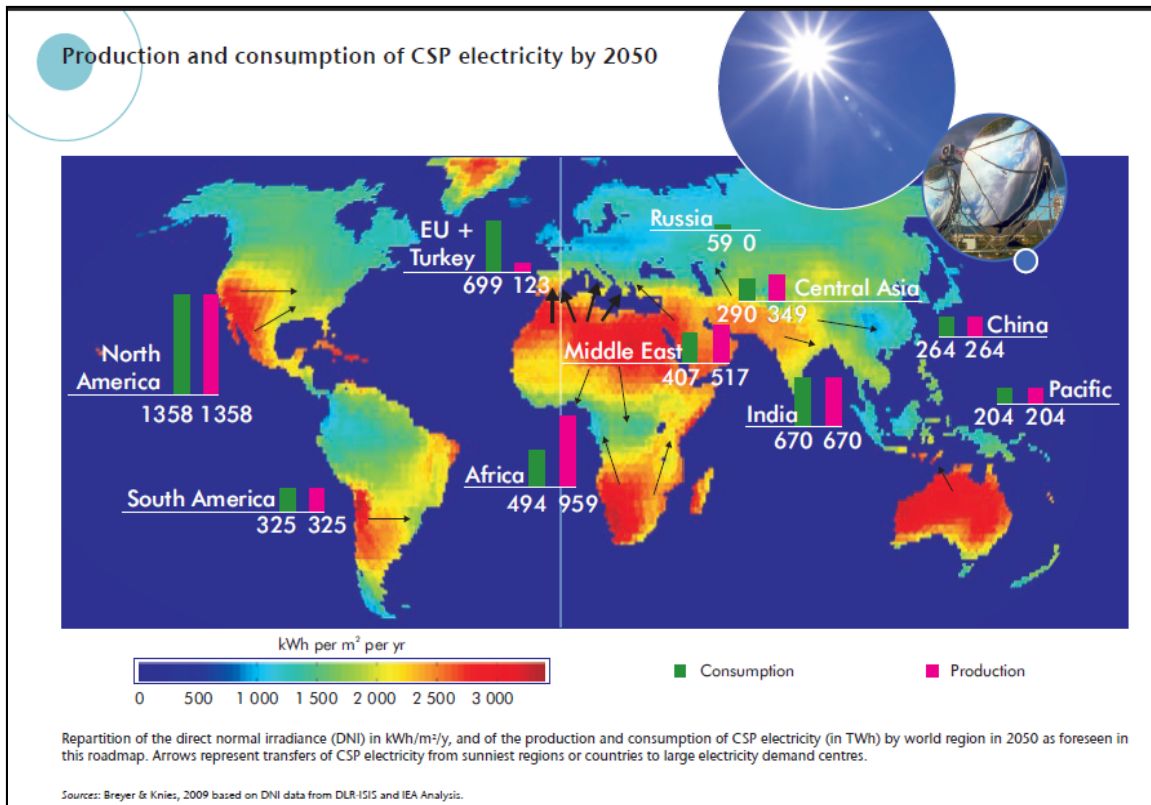


Figura 3.4.2.6: Previsión del reparto mundial de producción y consumo de energía termosolar

Fuente: Concentrating Solar Power Roadmap. IEA. [17]

La principal limitación a la expansión de las plantas de energía termosolar no es la disponibilidad de áreas adecuadas para la producción de energía, puesto que muchas son zonas semidesérticas donde hay suficiente terreno, sino la distancia desde estas áreas a los grandes centros de consumo. Es necesario contar con redes de transporte de larga distancia eficientes.

Hoy en día se cuenta con la tecnología necesaria para exportar energía eléctrica a grandes distancias con un pequeño extracoste. Las líneas de transmisión eléctrica de 800kV en corriente continua permiten hacer esto y ya se encuentran en funcionamiento desde hace años en Canadá, Brasil y China, entre otros países. Esto

hace totalmente viable exportar electricidad en grandes cantidades desde los países con un alto nivel de radiación solar hasta aquellos que no poseen esta fuente de energía renovable, lo que permitiría abastecer a más del 95% de la población mundial.

En relación al mapa anterior 3.4.2.6, se indican las previsiones de capacidad instalada, generación y consumo de energía termosolar a nivel mundial hasta el año 2050, en la figura 3.4.2.7, según los datos de la propia Agencia Internacional de la Energía.

Capacity (GW)											
	Africa	Middle East	North America	Central Asia	India	China	Pacific	South America	EU+ Turkey	Russia	World
2020	23	23	50	7	7	9	4	5	18	0	147
2030	62	50	94	20	33	26	10	19	23	0	337
2040	136	91	225	49	76	47	28	38	25	0	715
2050	219	118	310	80	152	60	47	74	28	0	1 089

Generation (TWh)											
	Africa	Middle East	North America	Central Asia	India	China	Pacific	South America	EU+ Turkey	Russia	World
2020	66	64	141	20	19	26	12	14	52	0	414
2030	211	170	319	67	113	88	34	66	79	0	1 147
2040	531	356	876	190	294	185	109	149	98	0	2 788
2050	959	517	1 358	349	670	264	204	325	123	0	4 770

Consumption from CSP (TWh)											
	Africa	Middle East	North America	Central Asia	India	China	Pacific	South America	EU+ Turkey	Russia	World
2020	34	49	141	16	19	26	12	14	98	4	413
2030	111	136	319	52	113	88	34	66	212	15	1 146
2040	293	293	876	155	294	185	109	148	400	35	2 788
2050	494	407	1 358	290	670	264	204	325	699	59	4 770

Figura 3.4.2.7: Previsión de capacidad instalada, generación y consumo de energía termosolar

Fuente: Concentrating Solar Power Roadmap. IEA. [17]

El crecimiento de este tipo de tecnología de generación de electricidad a partir de la energía solar no ha sido tan explosivo como el de la energía solar fotovoltaica. De 2000



a 2011, el crecimiento total ha sido de unos 3TWh (20% anual). Está previsto un importante crecimiento, alcanzando 30TWh en 2017, aunque por debajo del objetivo de 100TWh previsto en el escenario 2DS.

A corto plazo el reto de esta energía es la reducción de costes para consolidar el sector. Las medidas de apoyo que han favorecido el desarrollo de la industria termosolar en España y otros países tienen de decrecer y tienen fecha de caducidad. Es por ello que el coste de la electricidad generada en las centrales eléctricas termosolares debe tender lo más rápidamente posible a igualarse con la electricidad “convencional”. Para ello deben reducirse costes de materiales y equipos y mejorar el rendimiento de la transformación de energía solar en energía eléctrica.

A medio plazo, el futuro de la energía termosolar pasa por aprovechar y potenciar sus ventajas frente a otros sistemas:

- La posibilidad de alcanzar altas temperaturas y por tanto rendimientos elevados por concentración de la energía solar
- La capacidad de integrar un sistema de almacenamiento térmico eficiente o de hibridarse con otras fuentes energéticas para garantizar la gobernabilidad de las centrales y facilitar su integración al sistema eléctrico
- El carácter esencialmente distribuido del recurso solar y la disponibilidad de tecnologías adecuadas para su aprovechamiento óptimo. Este aprovechamiento óptimo se alcanza en las instalaciones de cogeneración y debe entenderse de forma integral, ya que la energía se necesita en muchas ocasiones no sólo como trabajo (electricidad) sino también como calor.
- La posibilidad de emplear el potencial para alcanzar altas temperaturas para la realización de procesos químicos orientados a diferentes aplicaciones.

A su vez debe trabajarse en la reducción de los impactos ambientales en las diferentes variantes tecnológicas, en especial en la reducción de las necesidades de agua para la refrigeración de los ciclos termodinámicos (bloque de potencia de todas las tecnologías termoeléctricas, solares o convencionales) y la sustitución de fluidos térmicos potencialmente contaminantes o peligrosos (aceites térmicos empleados en



las centrales de concentradores parabólicos) por otros que no presenten tantos inconvenientes.

### 3.4.3 TIPOS DE ENERGÍA TERMOSOLAR

La energía termosolar se divide en cuatro tipos de tecnologías, en función del tipo de foco y el tipo de receptor utilizado. Se clasifican por tanto en:

- Concentración en colectores parabólicos (CCP).
- Torre de concentración.
- Concentración en colectores de disco.
- Concentradores lineales tipo Fresnel.

Las principales características de cada tipo de tecnología se indican en la figura 3.4.3.1 mostrada a continuación.

			Tipo de foco	
			Foco lineal	Foco puntual
			Bandeja de colectores de sol a lo largo de un eje simple y foco de irradiación en un receptor lineal. Esto hace que el seguimiento del sol sea más fácil	Bandejas de colectores de sol a lo largo de dos ejes y foco de irradiación en un único punto receptor. Esto permite obtener temperaturas más altas
Tipo de receptor	Fijo	Receptores fijos son elementos estacionarios que permanecen independientes del elemento de concentración de la planta. Esto facilita el transporte del calor colectado al bloque de potencia	Fresnel	Torres
	Móvil	Receptores móviles se mueven conjuntamente con el elementos de concentración de la planta. Diseño de la línea de foco y punto focal móviles. Receptores recogen más energía	Canales parabólicos	Discos parabólicos

Figura 3.4.3.1: Tipos de sistemas de generación de energía termosolar

Fuente: <http://www.csp-alliance.org/csps-report> [18]

Cada uno de estos tipos de tecnología tiene unas aplicaciones, ventajas y desventajas, que se recogen en la figura 3.4.3.2.mostrada a continuación:

Tecnología	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
<b>Canal parabólico</b>	Plantas de producción eléctricas conectadas a la red (máxima potencia nominal demostrada hasta la fecha: 80MW). Producción de calor de proceso	Comercialmente disponible. Rendimiento máximo solar-electricidad: 21% Capacidad de hibridación y de almacenamiento	Temperatura de operación moderadas (hasta 400°C) debido a las limitaciones térmicas del aceite térmico utilizado como fluido de trabajo
<b>Fresnel</b>	Pequeños sistemas de generación en isla o plantas de producción eléctricas conectadas a red. Máxima potencia nominal demostrada hasta la fecha: 5MWe. Producción de calor de proceso	Primeras etapas de su comercialización. Rendimiento, capacidad de hibridación y almacenamiento similar a la tecnología de canales parabólicos. Se espera que sus costes unitarios sean menores que los de otras alternativas	Temperaturas de operación moderadas: 250°C en generación de vapor saturado y hasta 400°C en vapor sobrecalentado (no demostrado). Es una tecnología con incertidumbres.
<b>Receptor Central</b>	Plantas de producción eléctricas conectadas a la red. Máxima potencia nominal demostrada hasta la fecha: 20MWe. Producción de calor de proceso a alta temperatura	Perspectivas de altos rendimientos a medio plazo (captación solar del 46% a temperaturas de 565°C o instantáneos solar a eléctrica del 23%). Almacenamiento a alta temperatura. Hibridación	Estimaciones de costes de capital escasamente contrastadas
<b>Disco parabólico</b>	Pequeños sistemas de producción eléctrica con y sin conectar a la red. Máxima potencia nominal demostrada hasta la fecha: 25MWe.	Altos rendimientos instantáneos solar a eléctrica del 30%. Modularidad. Capacidad de hibridación. Experiencia operacional	Los sistemas híbridos tienen una eficiencia de combustión baja y su fiabilidad aún está por demostrar

Figura 3.4.3.2: Aplicaciones, ventajas y desventajas de cada uno de los tipos de tecnología termosolar.

Fuente: Evaluación del Potencial de Energía Termosolar. Estudio Técnico PER 2011-2020. IDAE. [19]

También se muestran de manera esquemática (figura 3.4.3.3) y fotográfica (figura 3.4.3.4), el modo de funcionamiento de estas principales tecnologías termosolares y ejemplos de algunas instalaciones.

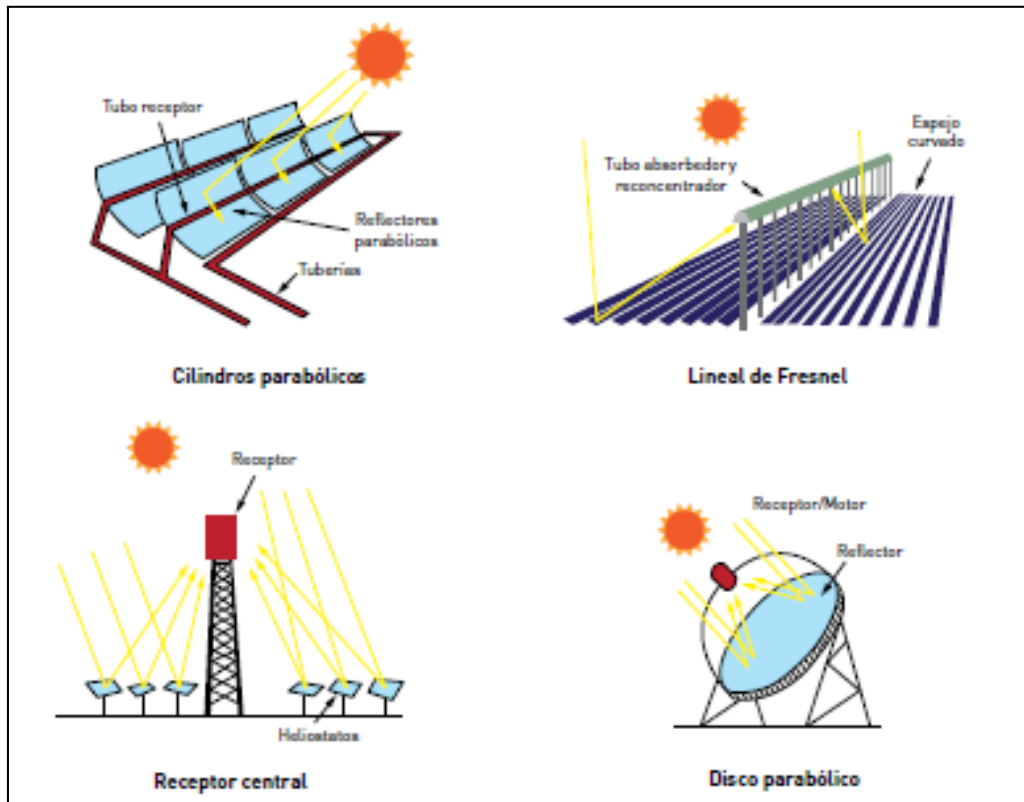


Figura 3.4.3.3: Imágenes esquemáticas del funcionamiento de los principales tipos de tecnologías utilizadas en centrales termosolares.

Fuente: Evaluación del Potencial de Energía Termosolar. Estudio Técnico PER 2011-2020. IDAE. [19]

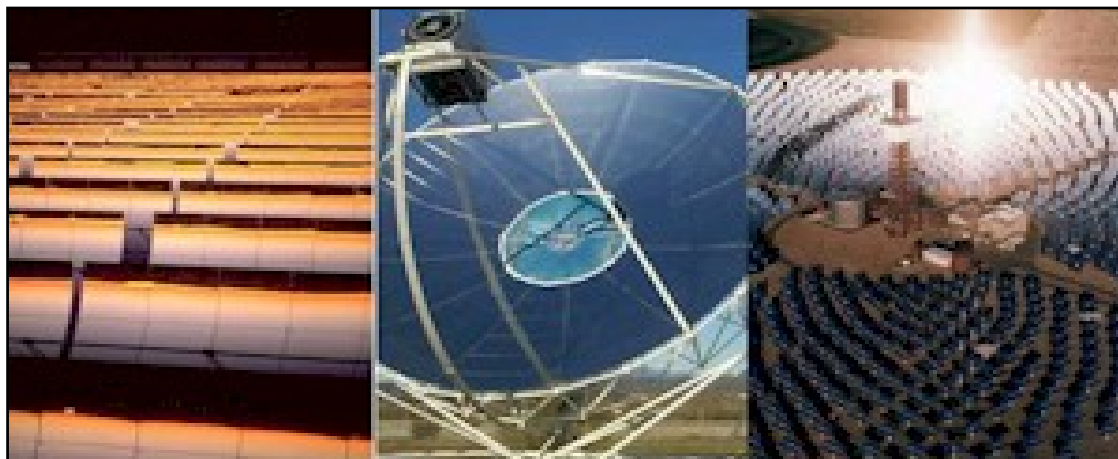


Figura 3.4.3.4: Imágenes fotográficas de los principales tipos de tecnologías utilizadas en centrales termosolares, por orden: CCP, Stirling (Disco) y Torre.

Fuente: <http://www.centralesternosolares.com> [20]

Según los datos reflejados en el portal de información abierta Wikipedia, la potencia instalada, a nivel comercial, de cada una de estas tecnologías, a Octubre de 2013 es la siguiente:

Tecnología	Potencia instalada (MW)	
	Mundial	España
Cilíndrica	3190,92	2121,7
Torre	539,9	50,9
Fresnel	80,65	31,4
Disco	1,5	0
<b>Total</b>	<b>3812,97</b>	<b>2204</b>

Tabla 3.4.3.1: Potencia instalada de cada tipo de energía termosolar a Octubre 2013

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de Wikipedia [15]

Cada una de ellas, a pesar de utilizar conceptos similares, tiene ciertas características diferentes que se comentan a continuación.

#### 3.4.3.1 CONCENTRACIÓN EN COLECTORES PARABÓLICOS (CCP)

Son las centrales cuya tecnología se considera más madura en estos momentos y que supone más del 84% de la potencia instalada mundial y el 96% en España. Básicamente este tipo de centrales consisten en la concentración de la radiación solar a lo largo de una línea recta cuya longitud oscila entre los 600 y 800m

El sistema de captación y concentración de la radiación solar es modular. Está formado por filas de canales parabólicos que siguen al sol en un solo eje, alineadas normalmente en la dirección norte-sur. Cada captador consta de un conjunto de espejos de sección recta parabólica y geometría cilíndrica, que apropiadamente alineados y distribuidos, concentran la componente directa de la radiación solar unas 80 veces en un tubo receptor situado en su eje óptimo. Mediante el sistema de seguimiento en un eje, cada captador sigue la trayectoria del sol de este a oeste a lo largo del día.

El sistema de transformación de energía solar a térmica está formado, fundamentalmente, por los tubos receptores (Figura 3.4.3.1.1), sobre los que incide la radiación solar concentrada (Figura 3.4.3.1.2) y por los cuales circula un fluido de trabajo, que actualmente en la mayoría de los casos es un aceite térmico, que absorbe

la energía concentrada del sol (Figura 3.4.3.1.3), calentándose hasta cerca de 400°C. Esta última temperatura es el límite admisible para los aceites sintéticos que se vienen usando hasta la fecha.



Figura 3.4.3.1.1: Colector parabólico

Fuente: <http://www.tst-te.com/introduccion-a-las-centrales-termosolares/> [20]

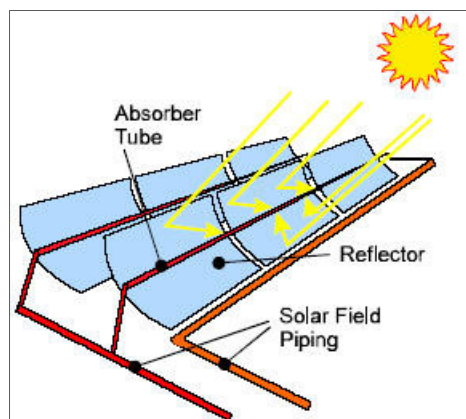


Figura 3.4.3.1.2: Imagen de colectores parabólicos.

Fuente: <http://www.centrales-termosolares.com> [21]

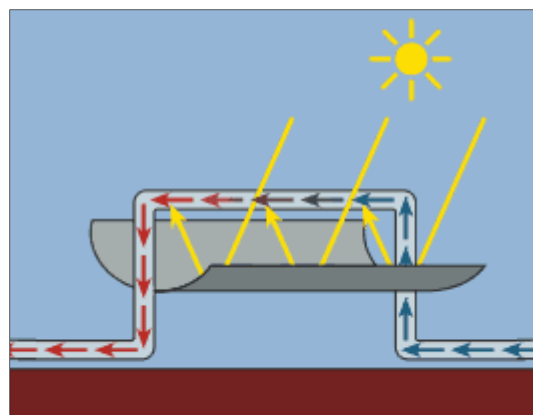


Figura 3.4.3.1.3: Imagen del funcionamiento de los colectores parabólicos

Fuente: <http://www.centrales-termosolares.com> [21]

El sistema de transformación de energía térmica a eléctrica es básicamente, un ciclo de turbina de vapor (ciclo Rankine) en el que el aporte de calor se realiza desde la parte solar, a través de una serie de intercambiadores aceite-agua, que transfieren la energía del aceite térmico del campo solar al agua, consiguiendo su evaporación y sobrecalentamiento. Este vapor sobrecalentado a la temperatura y presión deseadas se expande en una turbina conectada a un alternador, convirtiéndose en energía eléctrica que será suministrada a la red eléctrica.

En general, para incrementar las horas de operación hay dos posibilidades, que se pueden implantar de forma simultánea: hibridación con calderas de combustible fósil o biomasa y el almacenamiento térmico. Si las centrales de cilindro parabólico no se dotasen de estos sistemas de almacenamiento e hibridación, no superarían las 2400 horas anuales de operación equivalente a plena carga en España

Gracias al almacenamiento térmico estas centrales son capaces de producir energía tanto en periodos de baja radiación como tras la puesta del sol, aunque a costa de plantas de mayor tamaño.

Existen varios sistemas de almacenamiento térmico (SAT). La tecnología actual más madura y presente en más plantas comerciales de canales parabólicos es la de tanques de sales fundidas. Esta tecnología de almacenamiento térmico se basa en dos tanques de sales fundidas, uno caliente y otro frío, conectados al fluido de trabajo del campo solar mediante un cambiador de calor. Cuando el campo solar proporciona más energía térmica que la necesaria para el ciclo de potencia, se utiliza el exceso para poder cargar el tanque caliente. Para ello es necesario que el campo esté sobredimensionado respecto al de una planta sin almacenamiento y en condiciones de diseño debe ser capaz de suministrar más energía que la necesaria para el envío al bloque de potencia. De esta forma puede conseguirse contar con capacidades de almacenamiento que pueden superar las 12 horas de trabajo del bloque de potencia a plena carga y se puede conseguir que, durante los días de verano, las plantas puedan operar durante las 24 horas del día.



Figura 3.4.3.1.4: Imagen aérea de los tanques de almacenamiento de sales fundidas y dimensiones de la planta termosolar de Andasol.

Fuente: Fuente: [www.solarmillennium.de](http://www.solarmillennium.de) [22]

Un ejemplo de este tipo de sistema de almacenamiento es el utilizado en las centrales de Andasol I, que permite funcionar hasta 7 horas en condiciones de penumbra, y cuyas características se indican en la figura 3.4.3.1.4.

El funcionamiento que siguen durante las horas de sol y durante las horas de penumbra o nocturnas, es el mostrado en las figuras 3.4.3.1.5 y 3.4.3.1.6, que se exponen a continuación.

Figura 3.4.3.1.5: Esquema funcionamiento central Andasol 1 durante el día.

Fuente: [www.solarmillennium.de](http://www.solarmillennium.de) [22]

En la figura 3.4.3.1.5 se aprecia el funcionamiento normal de la central termosolar, en la que los espejos colectores calientan el aceite térmico que circula por los tubos, y por medio de los intercambiadores de calor intermedios, producirán vapor en el sistema de generación de vapor y, también calientan a las sales, que serán almacenadas en el tanque de almacenamiento de sal caliente.

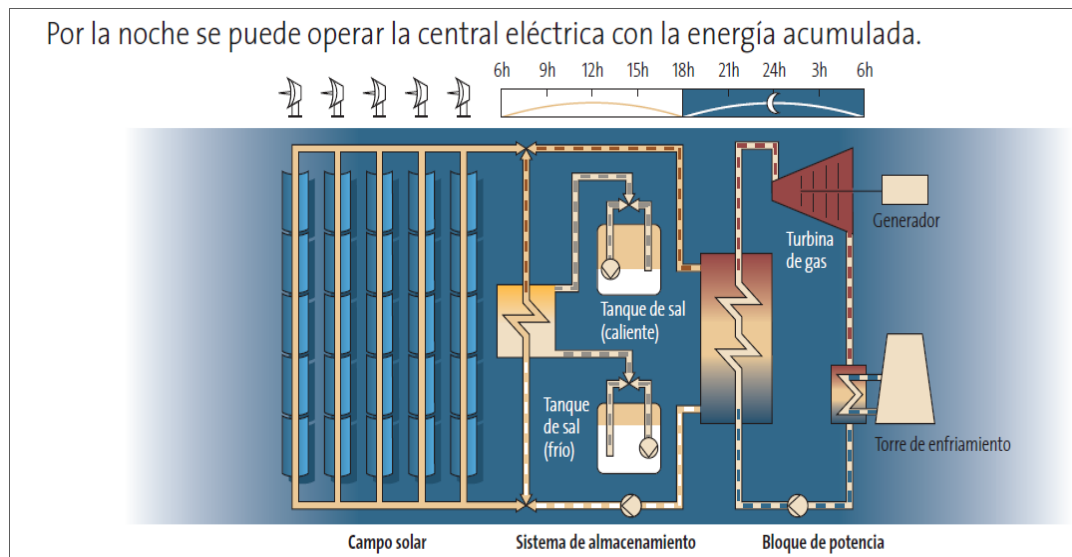


Figura 3.4.3.1.6: Esquema funcionamiento central Andasol 1 durante la noche.

Fuente: [www.solar-millennium.de](http://www.solar-millennium.de) [22]

En esta figura 3.4.3.1.6, se aprecia cómo es el funcionamiento nocturno de la planta. Las sales calientes salen del tanque y por medio de los intercambiadores de calor del sistema Aceite – Sales, realizan la función que durante el día hacían los espejos, es decir, calientan el aceite térmico frío que sale del sistema de generación de vapor. Este aceite caliente, será utilizado para producir el vapor que entrará en la turbina.

La segunda de las opciones para poder producir energía durante más horas a lo largo del día es la hibridación. Básicamente consiste en la combinación de la generación térmica procedente de la energía solar con otras formas de generación, mediante el uso de calderas alimentadas con cualquier combustible, desde gas natural hasta biomasa. No se puede descartar que en un futuro existan receptores híbridos, que sean capaces de quemar un combustible en su interior en horas de baja o nula radiación.



En la figura 3.4.3.1.7, se muestran las características principales de una central de CCP con almacenamiento, como es la central de Andasol I, Andasol 2 y Andasol 3.

Información general sobre las centrales eléctricas Andasol (datos de una central)	
<b>Ubicación</b>	
Nombre del proyecto	Andasol 1, Andasol 2, Andasol 3
Localización	10 km al este de Guadix dentro de los límites de los municipios Aldeire y La Calahorra en la región Marquesado del Zenete, provincia de Granada
Terreno	aprox. 195 hectáreas (1.300 m x 1.500 m), orientación norte - sur
Acceso a la línea de alta tensión	Conexión a la línea de 400 kV en las inmediaciones de Huéneja (aprox. 7 km de distancia)
<b>Campo solar</b>	
Tecnología de cilindros parabólicos utilizada	Skai-ET
Área del campo solar	510.120 m <sup>2</sup>
Número de espejos parabólicos	209.664 espejos
Número de receptores (tubos absorbentes)	22.464 tubos, c/u de 4 m de largo
Número de sensores solares	624 unidades
Irradiancia directa normal anual (IDN)	2.136 kWh/m <sup>2</sup> a
Rendimiento del campo solar	aprox. 70% rendimiento de punta, aprox. 50% media anual
Capacidad del acumulador de calor	28.500 t de sal para 7,5 horas a carga plena
<b>Potencia de la central eléctrica</b>	
Potencia de las turbinas	49,9 MW
Horas de servicio anuales	aprox. 3.500 horas a carga plena
Volumen bruto de electricidad pronosticado	aprox. 180 GWh
Rendimiento total de la planta	aprox. 28% rendimiento de punta, aprox. 15% media anual
Tiempo de vida útil estimado	Al menos 40 años

Figura 3.4.3.1.7: Dimensiones y especificaciones plantas de Andasol 1, 2 y 3.

Fuente: [www.solarmillennium.de](http://www.solarmillennium.de) [22]

La tecnología cilindro parabólica es una tecnología limpia, madura y con un extenso historial que demuestra estar preparada para la instalación a gran escala. La tecnología lleva siendo instalada desde los años 80 a nivel comercial con un excepcional comportamiento. Desde entonces, la tecnología ha experimentado importantes mejoras a nivel de costes y rendimientos. A final de 2013, existían unos 2.121,7MW en operación solamente en España, otros 1.069MW a nivel mundial y alrededor de 1.930MW en construcción.

El mapa de energía termosolar CCP instalada en España y operativa, a finales de 2013, y según datos reflejados en Wikipedia [15], se distribuye en 45 plantas termosolares, indicadas en la tabla 3.4.3.1.1.



Proyecto	País	Potencia (MW)	Tecnología	Completada
Andasol-1 (AS-1)	España	49,9	Cilíndrica	2008
Andasol-2 (AS-2)	España	49,9	Cilíndrica	2009
Andasol-3 (AS-3)	España	50	Cilíndrica	2011
Arcosol 50 (Valle 1)	España	49,9	Cilíndrica	2011
Aste 1A	España	50	Cilíndrica	2012
Aste 1B	España	50	Cilíndrica	2012
Astexol II	España	50	Cilíndrica	2012
Borges Termosolar	España	22,5	Cilíndrica	2012
Extresol-1 (EX-1)	España	50	Cilíndrica	2010
Extresol-2 (EX-2)	España	49,9	Cilíndrica	2010
Extresol-3 (EX-3)	España	50	Cilíndrica	2012
Guzmán	España	50	Cilíndrica	2012
Helioenergy	España	50	Cilíndrica	2011
Helioenergy	España	50	Cilíndrica	2012
Helios I (Helios I)	España	50	Cilíndrica	2012
Helios II (Helios II)	España	50	Cilíndrica	2012
Ibersol Ciudad Real (Puertollano)	España	50	Cilíndrica	2009
La Africana	España	50	Cilíndrica	2012
La Dehesa	España	49,9	Cilíndrica	2011
La Florida	España	50	Cilíndrica	2010
La Risca (Alvarado I)	España	50	Cilíndrica	2009
Lebrija 1 (LE-1)	España	50	Cilíndrica	2011
Majadas I	España	50	Cilíndrica	2010
Manchasol-1 (MS-1)	España	49,9	Cilíndrica	2011
Manchasol-2 (MS-2)	España	50	Cilíndrica	2011
Morón	España	50	Cilíndrica	2012
Olivenza	España	50	Cilíndrica	2012
Orellana	España	50	Cilíndrica	2012
Palma del Río I	España	50	Cilíndrica	2011
Palma del Río II	España	50	Cilíndrica	2010
Solaben	España	50	Cilíndrica	2012
Solacor	España	50	Cilíndrica	2012
Solacor	España	50	Cilíndrica	2012
Solnova	España	50	Cilíndrica	2009
Solnova	España	50	Cilíndrica	2009
Solnova	España	50	Cilíndrica	2009
Termesol 50 (Valle 2)	España	49,9	Cilíndrica	2011
Solaben 2	España	50	Cilíndrica	2012
Termosol 1	España	50	Cilíndrica	2013

Termosol 2	España	50	Cilíndrica	2013
Arenales	España	50	Cilíndrica	2013
Casablanca	España	50	Cilíndrica	2013
Enerstar (Villena)	España	50	Cilíndrica	2013
Solaben 1	España	50	Cilíndrica	2013
Solaben 6	España	50	Cilíndrica	2013

Tabla 3.4.3.1.1: Plantas termosolares de cilindros parabólicos en España

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de Wikipedia [15]

La realidad del sector español supera con creces lo que desde otros países se está aportando para componer la “tarta termoeléctrica” mundial. Estados Unidos es la segunda nación del mundo con 885MW instalados, menos de la mitad de los españoles. Muy lejos se encuentran los siguientes países: Emiratos Árabes Unidos con 100MW, India con 50 MW, Argelia con 25MW y Egipto y Marruecos con 20MW.

A continuación se muestra la potencia instalada de este tipo de energía en el resto del mundo:

Proyecto	País	Potencia (MW)	Tecnología	Completada
Archimede	Italia	4,72	Cilíndrica	2010
Colorado Integrated Solar Project (Cameo)	Estados Unidos	2	Cilíndrica	2010
Holaniku at Keahole Point	Estados Unidos	2	Cilíndrica	2010
ISCC Hassi R'mel (ISCC Hassi R'mel)	Argelia	25	Cilíndrica	2011
ISCC Kuraymat (ISCC Kuraymat)	Egipto	20	Cilíndrica	2011
ISCC Morocco (ISCC Morocco)	Marruecos	20	Cilíndrica	2010
Martin Next Generation Solar Energy Center (MNGSEC)	Estados Unidos	75	Cilíndrica	2010
Nevada Solar One (NSO)	Estados Unidos	72	Cilíndrica	2007
Saguaro Power Plant	Estados Unidos	1	Cilíndrica	2006
Shams 1	Emiratos Árabes Unidos	100	Cilíndrica	2013
Solar Electric Generating Station I (SEGS I)	Estados Unidos	13,8	Cilíndrica	1984

Solar Electric Generating Station II (SEGS II)	Estados Unidos	30	Cilíndrica	1985
Solar Electric Generating Station III (SEGS III)	Estados Unidos	30	Cilíndrica	1985
Solar Electric Generating Station IV (SEGS IV)	Estados Unidos	30	Cilíndrica	1989
Solar Electric Generating Station IX (SEGS IX)	Estados Unidos	80	Cilíndrica	1990
Solar Electric Generating Station V (SEGS V)	Estados Unidos	30	Cilíndrica	1989
Solar Electric Generating Station VI (SEGS VI)	Estados Unidos	30	Cilíndrica	1989
Solar Electric Generating Station VII (SEGS VII)	Estados Unidos	30	Cilíndrica	1989
Solar Electric Generating Station VIII (SEGS VIII)	Estados Unidos	80	Cilíndrica	1989
Thai Solar Energy 1 (TSE1)	Tailandia	5	Cilíndrica	2012
Yazd ISCC	Irán	17	Cilíndrica	2010
Agua Prieta II	México	14	Cilíndrica	2013
Godawari Solar Project	India	50	Cilíndrica	2013
Solana Generating Station (Solana)	Estados Unidos	280	Cilíndrica	2013
Palmdale Hybrid Power Plant (PHPP)	Estados Unidos	50	Cilíndrica	2013
Victorville 2 Hybrid Power Plant	Estados Unidos	50	Cilíndrica	2013

Tabla 3.4.3.1.2: Plantas termosolares de cilindros parabólicos en el resto del mundo

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de Wikipedia [15]

En los próximos años está prevista la construcción de grandes plantas termosolares de colectores parabólicos cilíndricos en los países indicados en la tabla 3.4.3.1.3. Como puede observarse, es una tecnología en la que, los países con suficiente radiación solar, siguen invirtiendo.

Proyecto	País	Potencia (MW)	Tecnología	Finalización esperada
Abengoa Mojave Solar Project	Estados Unidos	250	Cilíndrica	2014
Genesis Solar Energy Project	Estados Unidos	250	Cilíndrica	2014
KaXu Solar One	Sudáfrica	100	Cilíndrica	2014

NextEra Beacon Solar Energy Project (Beacon)	Estados Unidos	250	Cilíndrica	2014
Palen Solar Power Project	Estados Unidos	500	Cilíndrica	2014
Pedro de Valdivia	Chile	360	Cilíndrica	2015
Central solar térmica Shneur	Israel	120	Cilíndrica	2014

Tabla 3.4.3.1.3: Plantas termosolares de cilindros parabólicos en construcción en el mundo

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de Wikipedia [15]

En la actualidad, la tecnología de colectores cilindro parabólicos es la que presenta mayores posibilidades de explotación comercial debido a que su investigación está altamente desarrollada y una mayoría considerable de las centrales termosolares construidas o en fase de producción son de este tipo.

Los proyectos que utilizan esta técnica de aprovechamiento de la energía solar en España suelen ser centrales con una potencia de 50MWe o ligeramente inferior, ya que dicha potencia es el límite superior para que las centrales pudieran estar sujetas a subvenciones económicas. Estas subvenciones son necesarias en una primera fase de implantación y desarrollo de la energía hasta que se consigan abaratar los costes de producción de las plantas termosolares, cuyos presupuestos de construcción llegan a ser desde unos 250M€ hasta los 400M€. Las plantas de 50MWe, generan a lo largo de un año, 181GWhe, suficientes para abastecer unos 25.000 hogares y evitar la emisión de unas 30.000ton de CO<sub>2</sub> al año.

Sin embargo, esta potencia de 50MWe, es muy inferior a la que se podría llegar a obtener con esta tecnología, ya que en la actualidad se están desarrollando varios proyectos de potencias en torno a los 250MWe e incluso superiores. En los desiertos de Estados Unidos está prevista la realización de proyectos de gran envergadura, como es el caso del proyecto de Solana de la empresa Abengoa, la mayor planta Solar del mundo realizada hasta la actualidad con una superficie de 777 hectáreas, y que se puso en marcha en 2013.

Esta central de Solana es la mayor planta cilindro parabólica del mundo, con una potencia de 280MWe, y cuenta con un sistema de almacenamiento térmico, con capacidad de hasta 6 horas de almacenamiento térmico a partir de sales fundidas. Es

capaz de abastecer electricidad a unos 70.000 hogares y evitar la emisión de unas 475.000 toneladas de CO<sub>2</sub> anuales.

Durante su construcción se crearon más de 2000 puestos de trabajo directos y miles indirectos. Para su operación se han creado 85 puestos de trabajo.

En la figura 3.4.3.1.8 se muestra el esquema de funcionamiento de la central de Solana, típico de este tipo de instalaciones con almacenamiento de energía por medio de sales.

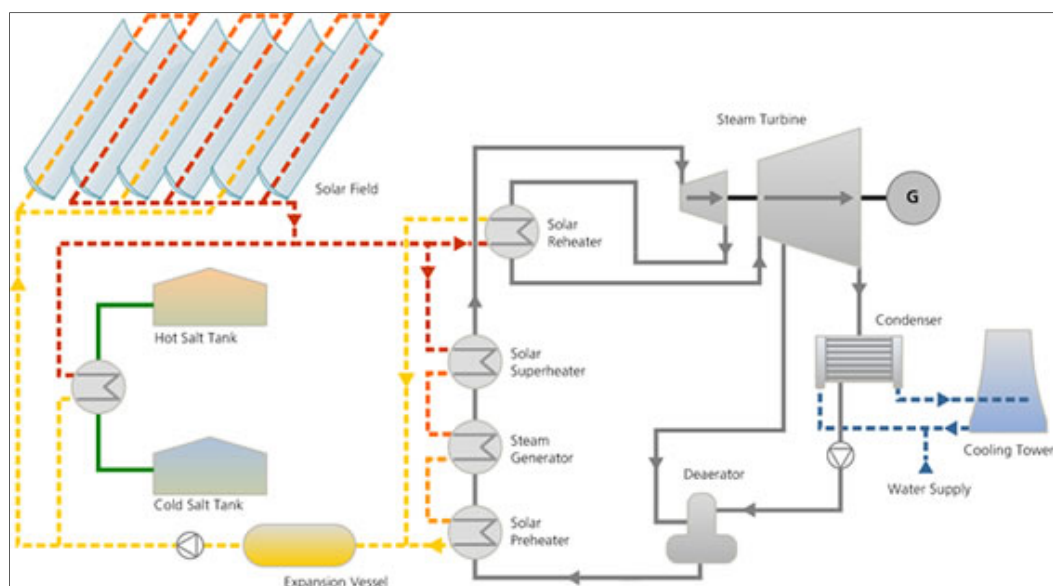


Figura 3.4.3.1.8: Esquema de la Planta de Solana (Arizona)

Fuente: [www.abengoasolar.com](http://www.abengoasolar.com) [23]

Una de las principales líneas de desarrollo de la tecnología de canales parabólicos es la de generación directa de vapor (GDV), de manera que se consigan centrales más económicas. Las principales ventajas de generación directa de vapor en los tubos absorbedores es la sustitución por agua del aceite térmico actualmente utilizado (fluido costoso, inflamable, con temperatura de operación limitada y potencialmente contaminante). También permite emplear el mismo fluido de trabajo (agua) en el campo solar y en el ciclo de potencia, lo que permitiría prescindir de los intercambiadores aceite-agua y operar a temperaturas más altas, ganando rendimiento. El punto débil es el almacenamiento térmico, que no está resuelto

todavía con la tecnología actual, puesto que al trabajar todo el campo de captadores a mayor presión y temperatura, es necesario adaptar los tubos absorbedores actuales.

En Italia y Estados Unidos se plantea el empleo de sales fundidas como fluido de trabajo en el campo solar. Las ventajas de esta opción tecnológica son la posibilidad de operar a mayor temperatura, el empleo del mismo fluido de trabajo en el campo solar y el sistema de almacenamiento, eliminando por tanto los intercambiadores de aceite-sales y el hecho de operar con fluidos ambientalmente más benignos que los aceites térmicos actuales. Sin embargo, la necesidad de garantizar que las sales permanezcan en estado líquido en todas las condiciones de operación y a lo largo y ancho de todo el campo de captadores (con importantes longitudes de tubería) pueden repercutir en un aumento considerable de autoconsumos para calentar tuberías, válvulas, bombas, etc. También en riesgo de roturas de tubos absorbedores, que son bastante caros. Para solventar estas dificultades se está trabajando en identificar y obtener nuevas mezclas de sales, con puntos de congelación más bajos que las empleadas actualmente, así como el desarrollo de elementos menos sensibles a la congelación de las sales. Todas las opciones mencionadas requieren, para que su adopción sea técnica y económicamente de interés, desarrollar nuevos tubos receptores de baja emisividad, alta absorbancia y alta durabilidad, capaces de operar a temperaturas superiores a 500°C.

En cuanto a desarrollos en concentradores, se están explorando líneas de trabajo orientadas a obtener superficies reflectantes más económicas que los espejos de vidrio grueso y con prestaciones similares en cuanto a reflectancia y duración a la intemperie y modificaciones en los materiales que mejoren su rendimiento.

#### **3.4.3.2 CONCENTRADORES LINEALES TIPO FRESNEL**

Los concentradores lineales de Fresnel se basan, al igual que los sistemas de receptor central, en la idea de “simular” un canal parabólico, por medio de un conjunto de filas de espejos dispuestos adecuadamente sobre un plano. De esta forma se evitan los



problemas que plantea la construcción de concentradores de gran tamaño, permitiendo adoptar soluciones de menor coste. (Ver figura 3.4.3.2.1)

Un sistema de este tipo está compuesto por largas filas paralelas de espejos de anchura relativamente pequeña, que pueden girar alrededor de su eje longitudinal. Estos espejos, que pueden ser planos o estar curvados elásticamente, concentran la radiación solar sobre un receptor central fijo suspendido a una cierta altura sobre el plano de los espejos en la dirección del eje de rotación de los espejos (Figuras 3.4.3.2.2 y 3.4.3.2.3).



Figura 3.4.3.2.1: Planta de concentración lineal tipo Fresnel

Fuente: [http://soltec-blog.blogspot.com.es/2010/07/concentradores-planos-tipo-fresnel\\_27.html](http://soltec-blog.blogspot.com.es/2010/07/concentradores-planos-tipo-fresnel_27.html) [24]



Figura 3.4.3.2.2: Receptor de una planta de concentración lineal tipo Fresnel

Fuente: La electricidad solar térmica, tan lejos, tan cerca. [14]



Esta geometría permite disponer de dos o más receptores en paralelo, relativamente próximos entre sí, posibilitando que parte de las filas de espejos sean compartidas por dos de estos receptores. Esta configuración permite optimizar el aprovechamiento del terreno y minimizar los bloqueos entre filas de espejos.



Figura 3.4.3.2.3: Esquema funcionamiento central Planta Nuevo Errado 1 en Murcia.

Fuente: <http://www.novatec-biosol.com> [25]

El campo solar puede desplegarse sobre un plano horizontal con seguimiento este-oeste o norte-sur, o sobre un plano inclinado en la dirección del eje polar, lo que mejora su rendimiento geométrico.

El elemento principal del receptor es el tubo absorbedor, que es esencialmente similar al empleado en los sistemas de canal parabólico, aunque al trabajar a menores temperaturas (la relación de concentración alcanzable es relativamente baja, del orden de 25-40), puede prescindirse de recubrimientos selectivos costosos y del tubo de vidrio envolvente.

Estos sistemas son muy adecuados para la generación directa de vapor saturado en los tubos. El vapor saturado puede emplearse en la generación de electricidad o como aporte de calor a un proceso industrial o una máquina de absorción. Generalmente estos sistemas se están proponiendo para la generación directa de vapor de baja temperatura, acoplados directamente a turbinas de vapor. La temperatura de operación ronda los 270°C.

La tecnología Fresnel permite un buen aprovechamiento del terreno, tiene simplicidad constructiva y bajo coste comparativo, lo que está propiciando su desarrollo. Como

contrapartida, la capacidad de concentración relativamente baja impide trabajar de forma eficiente a altas temperaturas y limita sus rendimientos energéticos y exergéticos.

Aunque desde los años sesenta se han venido estudiando sistemas grandes de concentradores lineales tipo Fresnel, esta tecnología se encuentra todavía en un estado de desarrollo incipiente.

Una característica de la tecnología Fresnel es que el tubo absorbedor está separado de los concentradores, se mantiene fijo y no tiene partes móviles. Por lo tanto lo hace más económico. Otras de sus ventajas son:

- Los concentradores se instalan a nivel del piso, reduciendo la carga del viento y facilitándose su necesidad de limpieza y mantenimiento.
- El vapor se genera directamente y no se requieren intercambiadores de calor ni fluidos térmicos de trabajo.
- Capacidad de producción escalable.
- Construcción automatizada de los componentes clave.
- Poco consumo de agua.
- Utiliza menos espacio que otras tecnologías debido a que no es necesario un terreno perfectamente llano.

Las plantas existentes con este tipo de tecnología en España hasta finales de 2013, se indican en la tabla 3.4.3.2.1.

Proyecto	País	Potencia (MW)	Tecnología	Completada
Puerto Errado 1 Thermosolar Power Plant (PE1)	España	1,4	Fresnel	2009
Puerto Errado 2 Thermosolar Power Plant (PE2)	España	30	Fresnel	2012

Tabla 3.4.3.2.1: Plantas termosolares de colector lineal tipo Fresnel en España en 2013

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de Wikipedia [15]

A nivel mundial, existe un número también limitado de plantas con tecnología tipo Fresnel, cuya potencia suma un total de 80,65MW. No existen en la actualidad, proyectos relevantes de nuevas plantas con esta tecnología. Las instalaciones de plantas tipo Fresnel, y los países en los que están ubicadas se indican en la tabla 3.4.3.2.2.

Proyecto	País	Potencia (MW)	Tecnología	Completada
Augustin Fresnel	Francia	0,25	Fresnel	2012
Kimberlina Solar Thermal Power Plant (Kimberlina)	Estados Unidos	5	Fresnel	2008
Puerto Errado 1 Thermosolar Power Plant (PE1)	España	1,4	Fresnel	2009
Puerto Errado 2 Thermosolar Power Plant (PE2)	España	30	Fresnel	2012
Kogan Creek Solar Boost (Kogan Creek)	Australia	44	Fresnel	2013

Tabla 3.4.3.2.2: Plantas termosolares de colector lineal tipo Fresnel en el mundo en 2013

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de Wikipedia [15]

Como se ha comentado anteriormente, el principal atractivo de la tecnología de Captadores lineales de Fresnel reside en su excelente aprovechamiento del terreno y su bajo coste potencial, por la utilización de estructuras más ligeras, reflectores más económicos que los costosos espejos de sección recta parabólica y tubos absorbedores más simples, siempre que las temperaturas de operación lo permitan. Su limitada capacidad de concentración supone una barrera, sin embargo, a la obtención de rendimientos altos de conversión de energía de la radiación solar en electricidad.

Por ello las vías de desarrollo más probables de esta tecnología pasen por una mayor reducción de costes. Una de las grandes líneas de desarrollo apuesta por un receptor sofisticado en el que se incluye un espejo reconcentrador, con el propósito de aumentar la capacidad de concentración y obtener una mejora significativa en el rendimiento global de transformación de energía solar a térmica que suponen las pérdidas debidas a las reflexiones adicionales.

La otra línea de desarrollo apuesta por conceptos de receptores sencillos, económicos y de fácil manejo, de forma que la reducción de costes compense con creces la pérdida de rendimiento.

### 3.4.3.3 TORRES DE CONCENTRACIÓN

En las plantas de torre o receptor central, el sistema de concentración consiste en un campo de helióstatos, formado por superficies reflectoras, que mediante un seguimiento en dos ejes son capaces de proyectar la radiación directa del sol sobre la superficie de un receptor situado usualmente en lo alto de una torre.

En ese receptor central tiene lugar la transformación de la radiación solar concentrada en energía térmica, mediante el incremento de entalpía de un fluido de trabajo.

Son sistemas por tanto que concentran la radiación solar en tres dimensiones, teóricamente en un punto, por lo que pueden alcanzar valores elevados de razón de concentración y por tanto operar a temperaturas altas, que pueden alcanzar valores por encima de 1000°C.

El receptor se coloca a cierta altura sobre el campo de helióstatos, emplazado en una torre, para evitar o al menos reducir las sombras y los bloqueos entre los helióstatos. El receptor solar representa la parte más crítica de una central de torre desde el punto de vista técnico, al centralizar todo el intercambio de energía radiante de la planta.

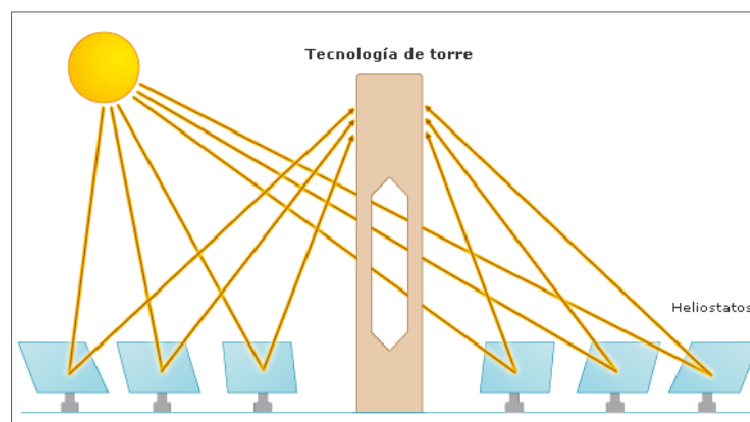


Figura 3.4.3.3.1: Funcionamiento de sistema de torre de concentración

Fuente: [www.abengoasola.com](http://www.abengoasola.com) [27]

El concepto de receptor es parecido al de los concentradores cilíndrico-parabólicos con la salvedad de que en este caso los rayos del sol inciden sobre unos espejos móviles que se orientan según la posición del sol, reflejan la radiación solar para concentrarla hasta 600 veces sobre un receptor central, situado en la parte superior de una gran torre. En dicha torre se consiguen alcanzar grandes temperaturas que se utilizan para calentar el fluido térmico, que posteriormente, será utilizado para el intercambio de calor y la generación de vapor, que tras su expansión en una turbina acoplada a un generador, producirá electricidad.

También existe la posibilidad de generar directamente el vapor en la torre, sin la utilización del aceite térmico, aunque esta técnica está en desuso debido a un peor funcionamiento y a la no posibilidad de almacenaje del calor.

Con esta tecnología se pueden alcanzar temperaturas de hasta  $1.000^{\circ}\text{C}$ , aunque en la práctica, se auto limitan a unos  $600^{\circ}\text{C}$ , ya que los materiales no pueden soportar mayores temperaturas. También se consiguen elevados rendimientos en la generación de electricidad, incluso por encima del 25% en la transformación de radiación solar a electricidad.

Además, en la tecnología de torre también se puede incorporar el almacenamiento de energía. A partir de este almacenamiento el sistema puede proporcionar energía aún en condiciones de nubosidad o de noche, al igual que en el caso de los CCP. Actualmente la solución más utilizada es el uso de un tanque de almacenamiento de sales fundidas que acumula la energía para ser distribuida en otro momento.

Debido a esas altas temperaturas alcanzadas, el fluido térmico a utilizar no suele ser aceite térmico como en el caso de las plantas solares de CCP, ya que dicho aceite no debe alcanzar temperaturas mayores a unos  $400^{\circ}\text{C}$  para evitar su degradación. En su lugar se recurre a la utilización directa en el receptor de las propias sales fundidas.

Las sales fundidas son más corrosivas que los aceites y tienen la particularidad de solidificar por debajo de los  $250^{\circ}\text{C}$ , por lo que todo el circuito por el que fluyen ha de estar convenientemente aislado y recubierto por unas resistencias eléctricas que garanticen que las sales estarán a esa temperatura mínima y evitar que se produzca la solidificación de las mismas. Esta solidificación podría acarrear diferentes problemas

como la obstrucción de las tuberías y la necesidad de tener que recalentar todo el circuito para devolver al estado líquido de las sales.

Hasta la fecha, en España existen tres plantas en operación de este tipo de energía, las cuales se listan en la tabla 3.4.3.3.1.

Proyecto	País	Potencia (MW)	Tecnología	Completada
Gemasolar Thermosolar Plant (Gemasolar)	España	19,9	Torre	2011
Planta Solar 10 (PS10)	España	11	Torre	2007
Planta Solar 20 (PS20)	España	20	Torre	2009

Tabla 3.4.3.3.1: Plantas solares termoeléctricas de torre en España en 2013

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de Wikipedia [15]



Figura 3.4.3.3.2: Imagen de Torre de Planta PS-10 de Abengoa en Sevilla

Fuente: [www.abengoasola.com](http://www.abengoasola.com) [27]

Una de las existentes, la planta PS10, de 11MW (figura 3.4.3.3.2), fue la primera planta comercial del mundo con tecnología de torre. Esta planta se puso en marcha a mediados de 2007 y desde entonces ha estado operando con éxito, suministrando energía limpia a la red. Consta de un campo solar de 60 hectáreas y 624 helióstatos de  $120\text{m}^2$  cada uno. Los helióstatos concentran la radiación solar que reciben sobre el receptor que se sitúa en la parte alta de una torre de 115m de altura. Posee 30 minutos de almacenamiento que le permite seguir operando bajo condiciones de baja

irradiación y periodos de nula insolación. Produce aproximadamente la energía consumida por unos 5500 hogares, evitando la generación de 6.000 tCO<sub>2</sub> anuales.

En el mundo existen instaladas, hasta la fecha, centrales con esta tecnología de hasta 370MW, concentrándose principalmente en Estados Unidos. Las centrales de torre construidas fuera de España, y sus localizaciones se listan en la tabla 3.4.3.3.2.

Proyecto	País	Potencia (MW)	Tecnología	Completada
Acme Solar Thermal Tower	India	2,5	Torre	2012
Beijing Badaling Solar Tower	China	1.5	Torre	2012
Jülich Solar Tower	Alemania	1,5	Torre	2008
Sierra SunTower (Sierra)	Estados Unidos	5	Torre	2009
Crescent Dunes Solar Energy Project (Tonopah)	Estados Unidos	110	Torre	2013
Ivanpah Solar Electric Generating Station (ISEGS)	Estados Unidos	392	Torre	2013

Tabla 3.4.3.3.2: Plantas solares termoeléctricas de torre en el resto del mundo en 2013

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de Wikipedia [15]

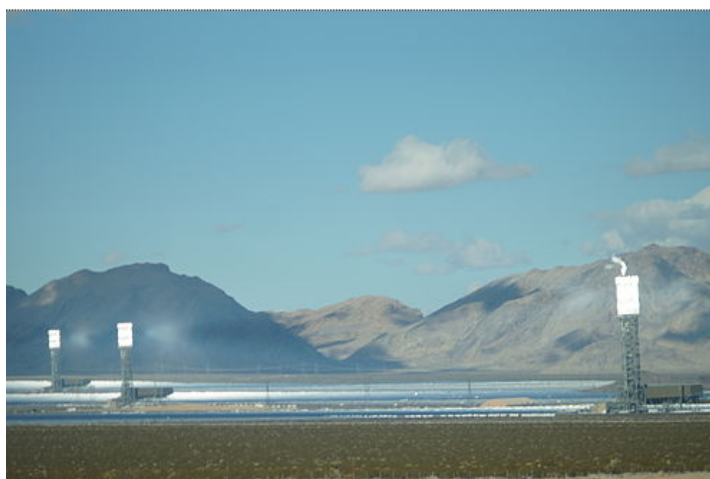


Figura 3.4.3.3.3: Planta Ivanpah en Estados Unidos con sus tres torres receptoras

Fuente: <http://ivanpahsolar.com/>

De todas las centrales construidas e indicadas en la tabla 3.4.3.3.2, destaca sobre todas ellas, la mayor planta termosolar de torre del mundo, la planta de Ivanpah Solar Power, instalada en el desierto de Mojave, en California, a 64km al sur de Las Vegas. Su

construcción comenzó en 2010, se conectó a la red en septiembre 2013 y finalizó su comisionado y puesta en marcha en febrero 2014. Consta de 173.500 heliostatos y ocupa un área de 1.420 hectáreas. Se planteó en tres fases, Ivanpah 1 de 126MW, e Ivanpah 2 y 3 de hasta 133MW cada una, alcanzando un total de 392MW de potencia bruta, de los cuales 377MW son de producción neta. Se prevé conseguir una reducción de unas 400.000tCO<sub>2</sub>/a.

Existen proyectos para nuevas centrales solares termoeléctricas de torre, especialmente en Estados Unidos, donde se está apostando claramente por este tipo de tecnología. Los principales proyectos se listan en la Tabla 3.4.3.3.3.

Proyecto	País	Potencia (MW)	Tecnología	Finalización esperada
Central solar Ashalim	Israel	121	Torre	2017
BrightSource Coyote Springs 1 (PG&E 3) (Coyote Springs 1)	Estados Unidos	200	Torre	2014
BrightSource Coyote Springs 2 (PG&E 4) (Coyote Springs 2)	Estados Unidos	200	Torre	2015
BrightSource PG&E 5	Estados Unidos	200	Torre	2016
BrightSource PG&E 6	Estados Unidos	200	Torre	2016
BrightSource PG&E 7	Estados Unidos	200	Torre	2017
Khi Solar One	Sudáfrica	50	Torre	2014
Rice Solar Energy Project (RSEP)	Estados Unidos	150	Torre	2016

Tabla 3.4.3.3.3: Plantas de torre proyectadas para próximos años en el mundo.

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de Wikipedia [15]

Existen diferentes vías de desarrollo, especialmente en los sistemas de torre o receptor central. Por ejemplo las centrales en funcionamiento PS10 y PS20 en España generan vapor saturado a temperatura inferior a 300°C, la central Gemasolar opera con sales fundidas a temperaturas superiores a 500°C.

A corto plazo las principales líneas de desarrollo se orientan a la reducción de costes de los componentes, especialmente los heliostatos, que constituyen una fracción muy importante del coste de una central de esta tecnología. También las líneas de



desarrollo se orientan a la mejora de diseño de los distintos tipos de receptores y a la optimización de sistemas de gestión y control del campo de heliostatos.

El aprovechamiento de esta tecnología para generar muy altas temperaturas es el gran reto a muy largo plazo. Por ejemplo la planta de Gemasolar cuenta con un sistema de almacenamiento de sales fundidas de 15 horas. Es un hito en ese sentido puesto que opera con sales fundidas en el receptor y en el sistema de almacenamiento a temperaturas en torno a 550°C, lo que permite frente a una central convencional de cilindro parabólico reducir el volumen de sales fundidas por trabajar con una diferencia de 300°C entre tanque de sal caliente y frío.

En paralelo hay vías de desarrollo diversas: receptores volumétricos presurizados, orientados a la integración de la energía solar en el ciclo de Brayton (turbina de gas) de un ciclo combinado, receptores de partículas sólidas para generación de hidrógeno en procesos de química solar o para ciclos de vapor supercríticos. También se trabaja en el diseño de concentradores secundarios para aumentar la relación de concentración o desplazar el foco desde la zona superior de la torre a su base.

#### **3.4.3.4 DISCOS PARABÓLICOS**

Las plantas termosolares de disco parabólico, se componen básicamente de un reflector (o un conjunto de reflectores) con forma de paraboloide de revolución, un receptor situado en el foco de dicho paraboloide y de un sistema de generación eléctrica compacto (motor o turbina y alternador), que suele formar un solo bloque con el receptor (unidad de conversión de potencia) (Figura 3.4.3.4.1).

La radiación solar concentrada por el paraboloide incide sobre el receptor, donde se convierte en energía térmica que permite generar electricidad en el sistema generador. El reflector concentra en un punto situado en su foco, los rayos solares que inciden perpendiculares al plano de apertura. En dicho foco se coloca en bloque de potencia, que absorbe la energía solar y la transforma en energía térmica, que acciona un motor Stirling. El movimiento del motor Stirling lo utiliza un generador eléctrico de inducción para obtener energía eléctrica. Dicha electricidad puede, o bien inyectarse a

la red eléctrica, o bien destinarse a consumo directo en alguna aplicación próxima al lugar de emplazamiento.



Figura 3.4.3.4.1: Disco parabólico

Fuente: La electricidad solar térmica, tan lejos, tan cerca. Gas Natural Fundación. [14]

Tanto el disco parabólico como el bloque de potencia necesitan de una estructura, que a la vez que los sustenta, realiza el seguimiento en dos ejes del disco solar, de forma que la incidencia de los rayos solares sea perpendicular a la superficie de apertura de la parábola en todo momento. El funcionamiento de este sistema, de manera esquemática se refleja en la Figura 3.4.3.4.2.

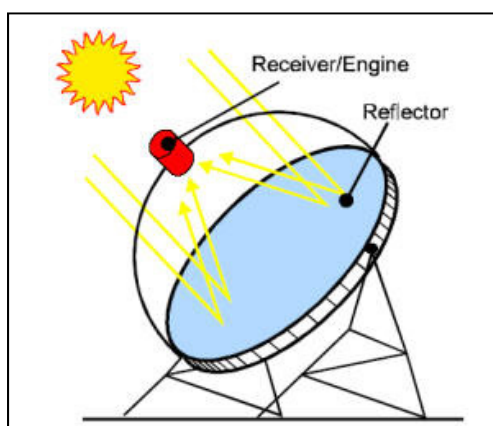


Figura 3.4.3.4.2: Imagen de funcionamiento sistema de discos parabólicos.

Fuente: <http://www.centralesternosolares.com> [21]

La tecnología de discos parabólicos y motor Stirling tiene el record de eficiencia de conversión instantánea de energía solar a eléctrica, al conseguir un rendimiento instantáneo del 31,25% una vez descontados autoconsumos.

Durante los últimos años las mejoras en esta tecnología se han centrado en la reducción de costes, tanto de fabricación como de operación y mantenimiento. También se ha investigado en componentes avanzados, como el receptor de cavidad, el control del disco y las superficies ópticas.

Los discos parabólicos se perfilan como una alternativa interesante para sistemas descentralizados de producción energética. Usualmente se prefiere el motor de ciclo Stirling por encima de las turbinas de gas de ciclo Brayton, sobre todo debido a la capacidad del motor Stirling para operar durante largos periodos de tiempo con bajo mantenimiento y a su carácter modular, que permite producciones eléctricas que van desde pocos kW hasta los MW.

En general, los sistemas de discos parabólicos alcanzan una relación de concentración media superior a 2.000, temperaturas de operación de hasta 800°C y unos rendimientos anuales de conversión solar a eléctrica de 24,6%.

Este tipo de tecnología es la menos frecuente de las estudiadas. Los discos utilizados para la captación de la energía proveniente del Sol tienen forma de antena parabólica y su potencia pico oscila entre los 5 y 25kW. Se encuentra aún en fase de investigación y su desarrollo a nivel de gran producción, apenas se ha producido.

En España no existe ninguna instalación de este tipo a nivel comercial y tan sólo existe una planta operativa en Estados Unidos, la instalación de Maricopa, de únicamente 1.5MW.

Proyecto	País	Potencia (MW)	Tecnología	Completada
Maricopa Solar Project (Maricopa)	Estados Unidos	1,5	Disco	2010

Tabla 3.4.3.4.1: Plantas solares termosolares de disco en el mundo en 2013.

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de Wikipedia [15]

Actualmente, no existen proyectos de realización de plantas con esta tecnología a nivel mundial. Se encuentra hoy en día en su primera etapa de explotación comercial, aunque a pequeña escala, y es una alternativa con gran proyección de futuro por su

modularidad, sus escasos requisitos del terreno y su elevada eficiencia hasta 31%, principalmente debido a las altas temperaturas que pueden alcanzarse.

Sin embargo, su utilización queda limitada a un uso principalmente particular o en pequeñas superficies, no es competitivo a gran escala como en el caso de las otras tecnologías estudiadas.

Los sistemas concentradores de disco parabólico son muy sugerentes por su capacidad de alcanzar las mayores relaciones de concentración y por su modularidad, que los hace fácilmente integrables. Hasta ahora su desarrollo comercial ha estado penalizado por el elevado coste de sus componentes principales, concentrador y motor, y por la relativamente baja disponibilidad, consecuencia de las necesidades de mantenimiento de los motores.

Debido a los citados problemas de la tecnología de disco parabólico, existen pocas unidades hasta la fecha. Es necesario construir un número suficiente de plantas que justifique un desarrollo industrial de fabricación en serie. Por ello, los esfuerzos más inmediatos de las principales empresas que desarrollan esta tecnología se dirigen a procedimientos de fabricación en serie que permitan reducir drásticamente el coste, aumentado en paralelo la fiabilidad.

Además, a más largo plazo, el desarrollo de capacidades de hibridación o almacenamiento se presentan como un claro desafío para esta tecnología para que sea fácilmente gestionable.

### **3.5 ENERGÍA TERMOSOLAR EN ESPAÑA**

La energía solar es una fuente de producción de electricidad inagotable y España cuenta con la disponibilidad tecnológica, el nivel de radiación solar, el consumo y la infraestructura para explotarla.

Es preciso, y más en un momento como el actual en el que se pretende la renovación de una gran parte de la potencia instalada en España, la consideración real de la energía solar térmica como alternativa a los combustibles fósiles y nucleares.

El potencial solar de España es elevado, al encontrarse dentro del denominado cinturón solar. La media anual de insolación es superior a las 2.500 horas y la radiación media alcanza valores de  $800 \text{ W/m}^2$ . La poca nubosidad, la baja humedad ambiental, el clima seco y la incidencia de los rayos solares, hacen que España tenga unos valores de radiación directa envidiable. Por tanto, sería muy conveniente intentar aprovechar esta fuente energética limpia e inagotable.

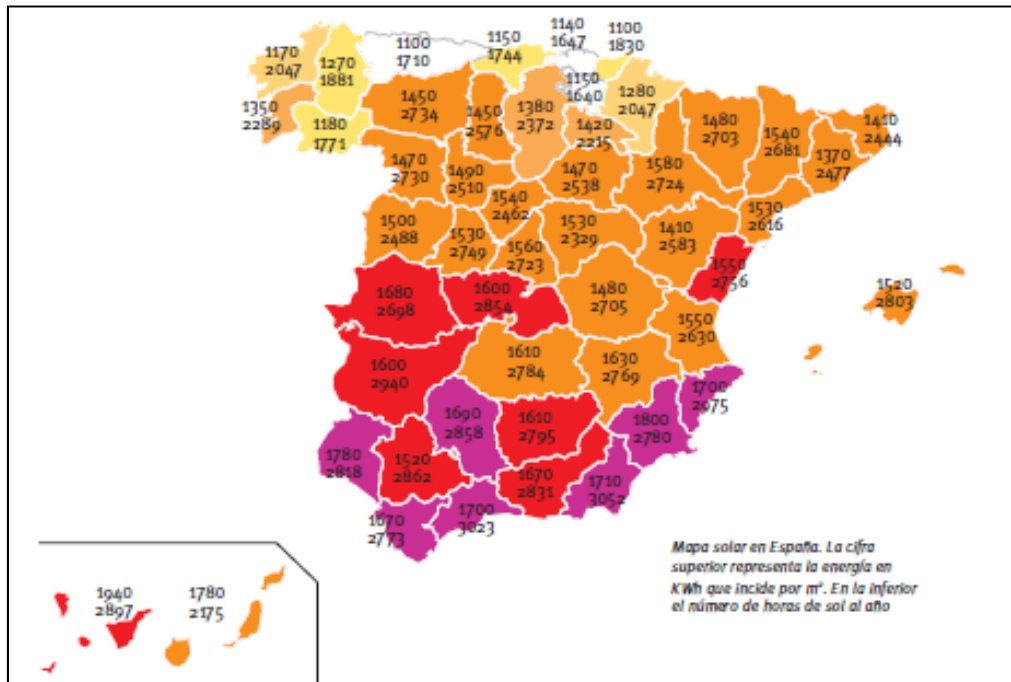


Figura 3.5.1.1: Mapa solar de radiación solar recibida en España por provincias

Fuente: IDAE. Manuales de Energías Renovables. Energía Solar Térmica. [12]

Existen diferencias importantes entre las distintas comunidades españolas. Según los datos disponibles, existe un gran contraste entre las comunidades del Cantábrico, con unas 1700 horas al año, y las mediterráneas con unas 2750 horas de sol anuales.

Las provincias del Sur de Andalucía y Canarias son las que concentran mayor número de horas de sol anuales, llegando a alcanzar 3.000 horas. Considerando que ahora mismo no se aprovecha ni el 10% de la energía que se recibe del sol, las posibilidades de desarrollo son muy importantes.

Esta gran capacidad de desarrollo se puede apreciar, distribuida por provincias en la figura (3.5.1.1), y por la radiación normal directa anual en España (3.5.1.2).

España sigue contando con un alto potencial para aumentar la potencia instalada en este tipo de energía. Por ello podría llegar en el futuro a exportar energía renovable, ayudando a otros países europeos a cumplir sus objetivos de aumento de energía renovable y reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.

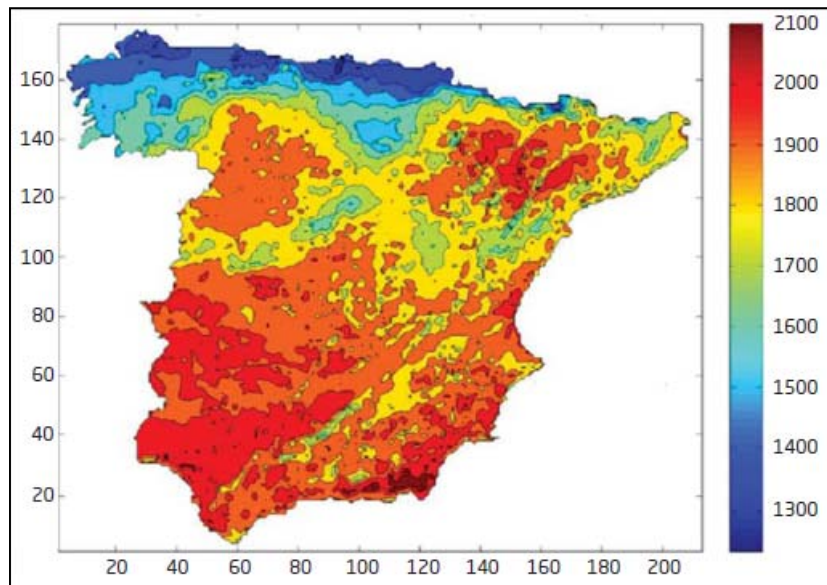


Figura 3.5.1.2: Mapa de radiación normal directa anual ( $\text{kW}/\text{m}_2/\text{año}$ )

Fuente: Impacto macroeconómico del Sector Solar Termoeléctrico en España. [16]

Las cifras del sector acumuladas, a fecha de octubre 2013 en España, se muestran en la figura 3.5.1.3.



Figura 3.5.1.3: Cifras de energía termosolar en España

Fuente: <http://www.protermosolar.com> [29]

Este tipo de energía ha sido promovida por un marco tarifario favorable, el establecido en España en el Real Decreto 436/2004 de 2004, ya que establecía una prima de unos 0,18€/kWh para la energía eléctrica generada con este tipo de plantas. Esto motivó la aparición de un gran número de plantas solares termoeléctricas de hasta 50MWe de potencia unitaria.

El gran impulso se produjo gracias al Real Decreto 661/2007, puesto que estableció una importante prima a la electricidad generada por este tipo de plantas. Entre 1991 y 2007 se instalaron 64MWe de centrales solares termoeléctricas en el mundo, mientras que desde 2007 a 2009, y solamente en España, se instalaron 232MWe.

Independientemente de las primas, el potencial de reducción de costes de esta energía es importante puesto que está en el comienzo de la curva de aprendizaje. Se prevé un potencial de reducción de costes del 40-55% para el año 2025, lo que haría que las centrales termosolares sean competitivas sin necesidad de ayudas públicas. Así pues, las centrales termosolares pueden contribuir de forma muy importante a la lucha contra el cambio climático y hacer posible un crecimiento sostenible.

Si además se tiene en cuenta que se trata de una tecnología en la que España es reconocida como líder mundial, pues son las empresas españolas las que están liderando su despliegue comercial tanto dentro como fuera de nuestras fronteras, parece lógico pensar que se trata de una tecnología que merece ser apoyada, al menos con la misma intensidad con la que se viene apoyando desde años otras tecnologías como la eólica o la fotovoltaica. Merece la pena seguir la evolución de esta tecnología para comprobar si todas estas expectativas son finalmente satisfechas. Las principales empresas españolas participes en este tipo de tecnología son Acciona Solar, Abengoa, Renovables Samca, FCC Energía, ACS, entre otras.

España es líder en tecnología termosolar y las empresas nacionales están comenzando a participar en ambiciosos proyectos en muchas regiones del mundo (EEUU, Norte de África, Oriente Medio, China, la India o Australia).



### 3.6 **POTENCIAL DE TECNOLOGÍA SOLAR TERMOSOLAR**

Aunque todavía no se ha alcanzado el potencial máximo esperable, sobre todo en cuanto a los sistemas de almacenaje en los CCP, a los problemas de fatiga de los materiales de las plantas de torre, o la explotación de las plantas Stirling, no son necesarios más avances tecnológicos que hagan que este tipo de tecnología de producción eléctrica solar sea productiva y viable económicamente.

La única limitación es por lo tanto la geográfica, pues, lógicamente, su productividad está en función de su latitud y de la climatología a la que está sometida la planta solar. Una de las zonas de mayor explotación potencial, tal y como se puede observar en la figura 3.4.2, y con su futuro más prometedor, es el suroeste de E.E.U.U. Más en concreto en sus las zonas desérticas de Nevada y Arizona, donde se han construido y se están llevando a cabo los proyectos de mayor envergadura (250MW). En dicha región se construyó la primera planta de energía termosolar de CCP, la Nevada Solar One, en operación desde 2007. Otras regiones del mundo óptimas para la explotación de estas plantas solares son: América Central, África, Oriente Próximo, la Europa Mediterránea, Irán, India, Rusia, China y Australia.

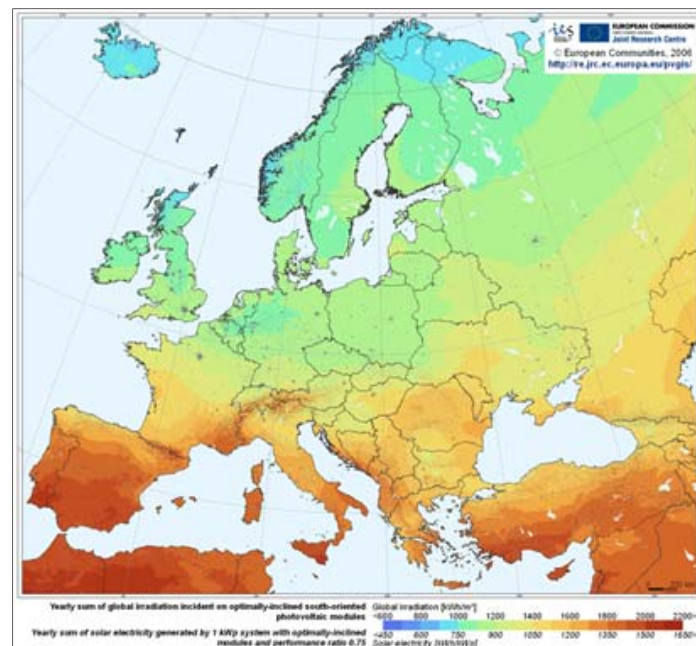


Figura 3.6.1.1: Irradiación global solar en Europa.

Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Solar\\_energy\\_in\\_the\\_European\\_Union](http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_energy_in_the_European_Union) [31]



En la figura 3.6.1.1, se observa como España es por extensión y latitud, el país europeo con más potencial para la energía solar, por lo que la energía termosolar se perfila como una opción de futuro en el sector de la energía.

Como puede apreciarse en la figura 3.6.1.2, la explotación de este tipo de tecnología se muestra altamente rentable en regiones como Andalucía, Castilla la Mancha y Extremadura.

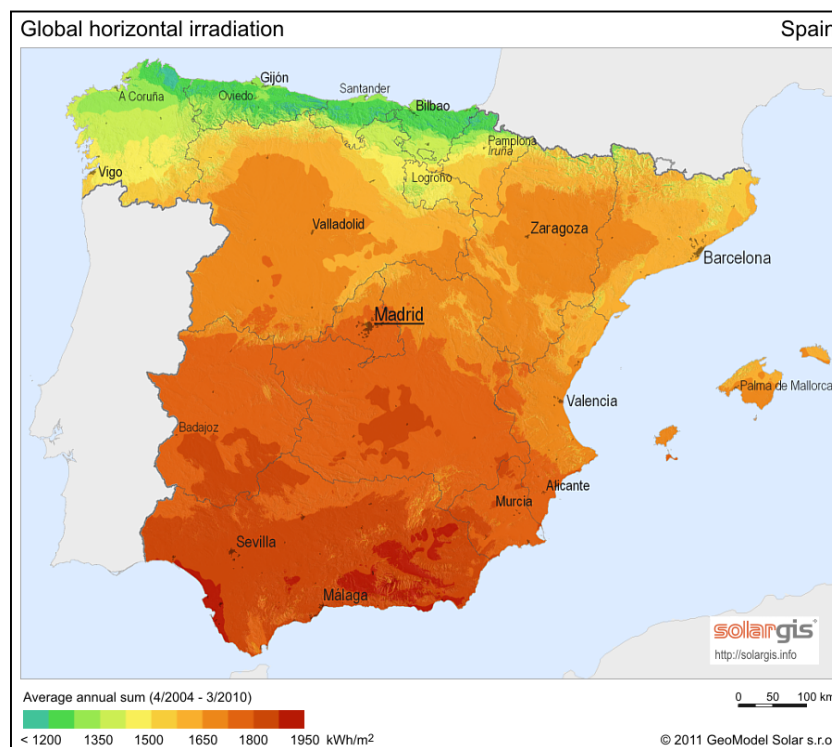


Figura 3.6.1.2: Irradiación global solar en España.

Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Solar\\_power\\_in\\_Spain](http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_power_in_Spain) [32]

Según datos del portal especializado CSP Today [33], España cierra el año 2013 con la culminación del primer y, previsiblemente, único programa de instalación de energía termosolar de concentración CSP. Se han instalado 50 plantas que suman 2304 MW, cifra total muy cercana a los inicialmente previstos de 2500 MW instalados, que se han visto mermados por la inviabilidad de algunos proyectos que no se han culminado.

Este total proviene de 27 centrales de tecnología CCP sin almacenamiento y 17 con almacenamiento, dos corresponden a torres de vapor saturado, una a una torre con receptor de sales, dos son de tecnología Fresnel con vapor saturado y una con tecnología cilindro parabólica hibridada con biomasa de 22,5 MW.

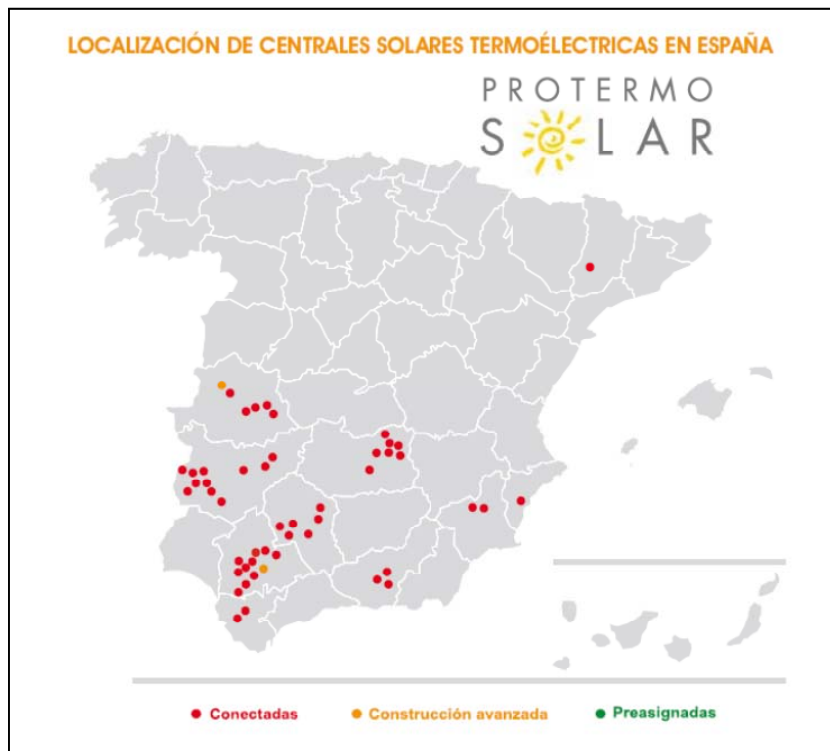


Figura 3.6.1.3: Distribución de las plantas termosolares en España a Octubre de 2013, ofrecida por la Asociación Española para la Promoción de la Industria Energética Termosolar

Fuente: [www.protermosolar.com](http://www.protermosolar.com) [29]

En la Figura 3.6.1.3 se puede apreciar la distribución de las plantas termosolares construidas, en fase de construcción y en fase de proyecto que se encuentran en el territorio español.

Conseguir los objetivos de menor dependencia energética externa, contar con energía eléctrica sostenible disponible para todos, segura y fácilmente gestionable y reducir las emisiones de gases de efecto invernadero para contener el calentamiento global pasan por el uso de energías renovables y mejora de la eficiencia energética.

Dentro de las energías renovables, la termosolar de tecnología de colectores parabólicos jugará un papel importante en la consecución de estos objetivos, puesto que es una energía renovable, con capacidad de almacenamiento de energía (y por tanto gestionable) y con potencial para implantarse en amplias regiones del planeta.

## **4. OBJETIVOS Y DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO.**

### **4.1 MOTIVACIÓN DEL PROYECTO**

El propósito del presente proyecto académico es el diseño de los intercambiadores de calor pertenecientes al sistema de generación de vapor para operar en una central termosolar de 50MWe bajo una especificación tipo, la cual utilizará como tecnología el sistema de concentración en colectores parabólicos para el diseño de su planta de generación de energía.

De acuerdo al contexto descrito en el tema 3, se ha escogido este tipo de tecnología de concentración en colectores parabólicos por ser, dentro de las energías termosolares, la más implantada y conocida, y por lo tanto la que mayores facilidades encontrará para su financiación.

### **4.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO.**

Como principales objetivos a conseguir en el presente proyecto fin de carrera se plantean las tareas descritas a continuación

- Realización del diseño térmico para el dimensionado de los intercambiadores de calor aceite-agua, necesarios para la obtención del vapor sobrecalentado del ciclo de vapor de una central termosolar de tecnología cilindro parabólica de 50MWe. El diseño térmico se llevará a cabo de acuerdo a una especificación propuesta por parte de una potencial empresa cliente que quiera apostar por este tipo de energía.
- Estudio mecánico de los diferentes elementos a presión de los intercambiadores de calor diseñados y análisis de los materiales a utilizar para cada uno de los mismos.

#### **4.3 CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO**

Este proyecto ha sido realizado bajo la tutela del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid, y con la colaboración de la empresa Foster Wheeler Energía, S.L.U, la cual ha facilitado al autor del presente proyecto los conocimientos que se desarrollaran en la realización del mismo, tanto del funcionamiento de la tecnología, como de los programas y bibliografías utilizados para la realización de este proyecto.

Foster Wheeler Energía S.L.U. es una empresa española integrada en Foster Wheeler Global Power Group, la cual a su vez es una de las dos unidades de negocio del grupo Foster Wheeler Limited cuya sede reside en New Jersey, (E.E.U.U.).

Foster Wheeler Energía S.L.U. se dedica al diseño y suministro de todo tipo de calderas tanto para aplicaciones industriales, como plantas de generación de energía, condensadores de vapor para todo tipo de centrales (térmicas, nucleares, ciclos combinados), calentadores, quemadores, equipos auxiliares así como al desarrollo de la consultoría energética y más recientemente los sistemas de generación de vapor de las centrales termosolares. Precisamente, esta será el objeto del presente proyecto, el diseño de los intercambiadores de calor para la generación de vapor de una planta termosolar.

Este proyecto ha sido parte de la experiencia adquirida durante meses de colaboración en el departamento de ingeniería de diseño de Foster Wheeler Energía S.L.U. y en coordinación con otros departamentos como los departamentos de compras, financiero, diseño, departamento de postventa y departamento de Productos térmicos.

#### **4.4 FASES DEL PROYECTO.**

Para la realización del presente proyecto, en primer lugar se ha realizado una fase de documentación y aprendizaje dentro de la propia empresa con el fin de adquirir los conocimientos necesarios.

Posteriormente, una vez adquiridos ciertos conocimientos básicos para el entendimiento del funcionamiento del sistema de generación de vapor, se ha realizado un aprendizaje del manejo y utilización del software, ya sean programas propios de la empresa FWES (Foster Wheeler Energía, S.L.U), o programas genéricos para el diseño de intercambiadores de calor. Los programas utilizados en el diseño de los intercambiadores son el software “HTRI” (Heat Transfer Research, Inc) para el dimensionamiento térmico, y el software “Codecalc” para el cálculo de espesores y dimensiones de los componentes que estén sometidos a presión.

Una vez adquiridas las destrezas necesarias para el manejo de los programas de cálculo, se ha procedido al dimensionamiento de los componentes principales de los intercambiadores de calor del sistema de generación de vapor de la planta termosolar. Este dimensionamiento ha comprendido tres pasos descritos a continuación.

- En primer lugar, se ha realizado la pertinente selección de materiales para cada uno de los componentes con el fin de asegurar el correcto funcionamiento del sistema durante el plazo estimado de 20 a 25 años de vida útil, sin producirse fallos debido a corrosiones, sobreesfuerzos y ciclos térmicos. Este valor es inferior a los 40 años encontrados en otras plantas (véase por ejemplo, la figura 3.4.3.1.7 de la planta Andasol 1). Esto es así ya que, debido al funcionamiento tan crítico que tienen las plantas termosolares (con paradas diarias y diferentes cargas de operación, que conllevan un gran número de cargas cíclicas) en la práctica se acorta la vida de los intercambiadores. Esta situación indica que, más o menos en la mitad de la vida en operación de la planta termosolar a diseñar, será necesario algún tipo de operación de mantenimiento de los intercambiadores. Esta operación puede ser la sustitución del haz tubular, o si el estado de los demás componentes está muy deteriorado, la sustitución total del intercambiador.
- En segundo lugar, el pre-dimensionamiento térmico de los equipos se ha efectuado con la ayuda del software informático “HTRI” con el que se ha

establecido principalmente, el área necesaria para realizar el intercambio térmico requerido en cada etapa del sistema de generación de vapor.

- En tercer lugar, se ha procedido al dimensionamiento mecánico de los componentes principales sometidos a presión de los intercambiadores con el programa “Codecalc”.

Además, debido a que el mercado de este tipo de equipos de generación se encuentra en fuerte competencia, ha sido prioridad de este proyecto el conseguir un dimensionamiento y elección de materiales para cumplir con las especificaciones del proyecto con el mínimo coste posible. Los intercambiadores se han diseñado en base a los parámetros y criterios típicos de una especificación tipo de este tipo de centrales con esta tecnología, realizándose un diseño oportuno que los permita operar de manera fiable.

Tanto la elección de los materiales, como los cálculos mecánicos, térmicos, y demás cálculos de este proyecto, se basan en códigos de diseño de intercambiadores “*Heat Exchange Institute Standards for Power Plant Heat Exchangers*” (HEI) [34], creado por diferentes empresas fabricantes de intercambiadores de calor, y de acuerdo a las normativas específicas, “*TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, INC*” (TEMA) [35], y “*The American Society of Mechanical Engineers*” (ASME) [36], y más concretamente en su sección de partes a presión y calderas; ASME volumen VIII división I. También se utilizará y considerará el manual de diseño de intercambiadores de calor de la empresa Foster Wheeler Energía S.L.U. [37].

Con todo lo comentado anteriormente, el diseño de un intercambiador de calor supone el conocimiento por parte del diseñador de disciplinas diversas dentro de la ingeniería; como por ejemplo la ingeniería térmica y de fluidos, ingeniería de materiales y la ingeniería mecánica, entre otras. Todas estas disciplinas se encuentran dentro del rango de conocimientos de un Ingeniero Industrial. Por ello, a lo largo del proyecto, se ha empleado el mayor grado posible de conocimientos en diversas disciplinas dentro de la Ingeniería Industrial para el correcto diseño de los intercambiadores de la central termosolar.

#### 4.5 LOCALIZACIÓN ESCOGIDA PARA LA CENTRAL

La localización escogida para la central termosolar propuesta, para la cual se realizará el diseño del sistema generador de vapor, se establecerá en algún lugar de la comunidad de Extremadura en España, en la provincia de Badajoz. Dicha localización se ha escogido debido a la alta irradiación solar de la zona y por ser una de las regiones que más fuertemente han apostado por este tipo de tecnología (como se puede comprobar en los datos facilitados en el tema de introducción). Otros factores a tener en cuenta son la facilidad de acceso a la red eléctrica, la disponibilidad de un terreno extenso y llano, la baja actividad sísmica, ausencia de polvo en suspensión que pueda dañar los colectores solares y la baja probabilidad de precipitaciones.

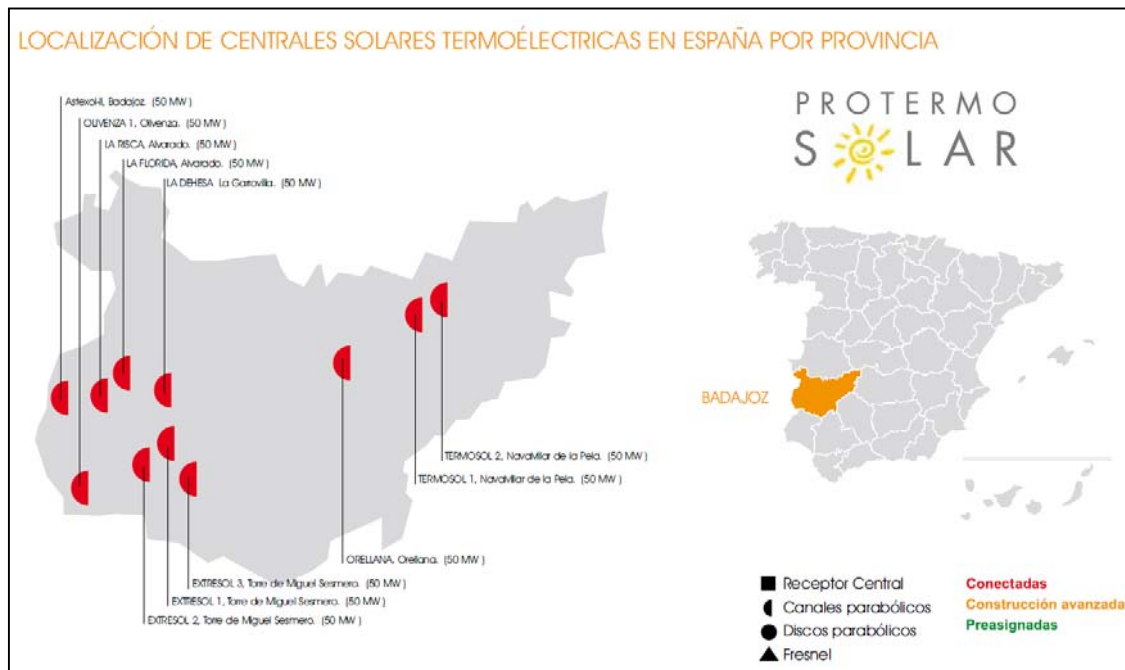


Figura 4.3.1: Imagen de la provincia de Badajoz, escogida para la implantación de la central termosolar y centrales emplazadas en la misma.

Fuente: <http://www.protermosolar.com> [29]

## 5. CARACTERÍSTICAS DE LA CENTRAL TERMOSOLAR DE CONCENTRADORES PARABÓLICOS.

La configuración de la central sobre la que se diseñarán los intercambiadores que formaran parte del sistema generador de vapor será similar a la que muestra en la figura 5.1.

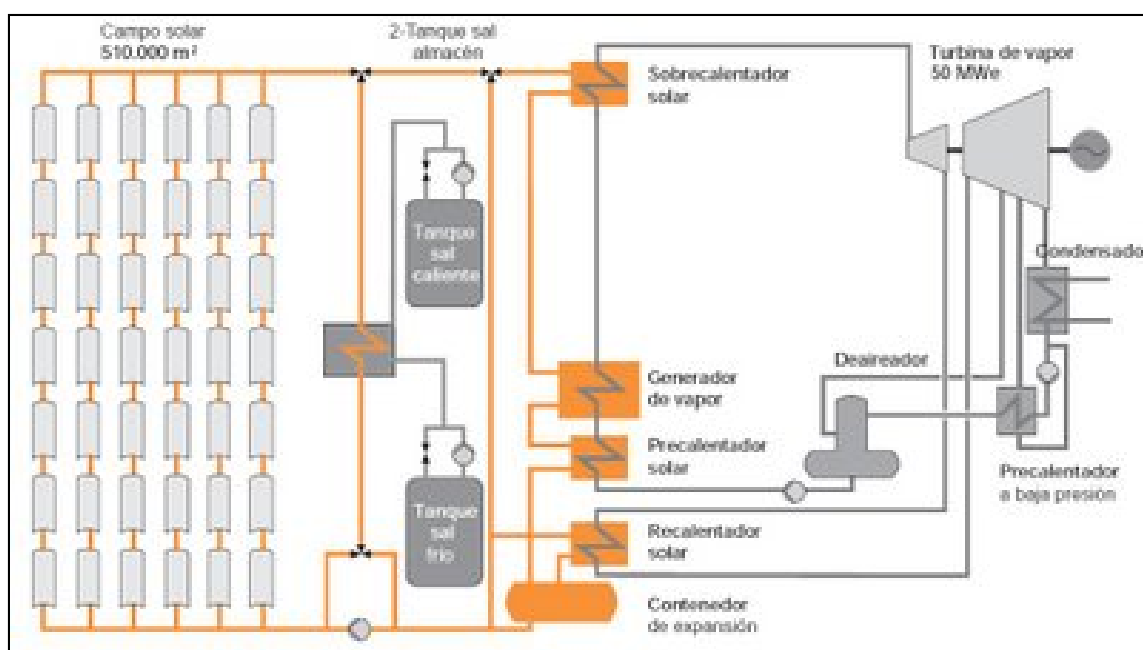


Figura 5.1. Esquema planta termosolar típica con sistema de almacenamiento con sales con sus componentes principales.

Fuente: [www.abengosolar.com](http://www.abengosolar.com) [23]

Este tipo de central es la más estandarizada y su configuración es la habitual en el caso de plantas termosolares con almacenamiento con sales y de sistema de concentradores cilíndricos parabólicos. Siguiendo la configuración mostrada en la Figura 5.1., a continuación se describen los componentes principales de los que consta una planta termosolar tipo, similar a la considerada en el presente proyecto.



## 5.1 COMPONENTES.

### 5.1.1 CAMPO SOLAR.

Es el lugar en el que se realiza la captación de la energía proveniente del Sol. Está compuesto fundamentalmente por los colectores parabólicos formados por los espejos, las estructuras metálicas, tubos absorbedores y las tuberías de distribución del aceite térmico. La función principal del campo solar es la de proporcionar potencia térmica necesaria al sistema de generación de vapor y al sistema de almacenamiento, en el caso de existir este último. Para ello los colectores transforman la irradiación solar en energía térmica, usándose como fluido caloportante el aceite térmico (Figura 5.1.1.1). Esta transformación se realiza mediante la concentración de la irradiación solar en energía térmica, usándose como fluido caloportante el aceite térmico (Figura 5.1.1.1). Esta transformación se realiza mediante la concentración de la irradiación incidente en cada colector, calentando el tubo con el aceite térmico.

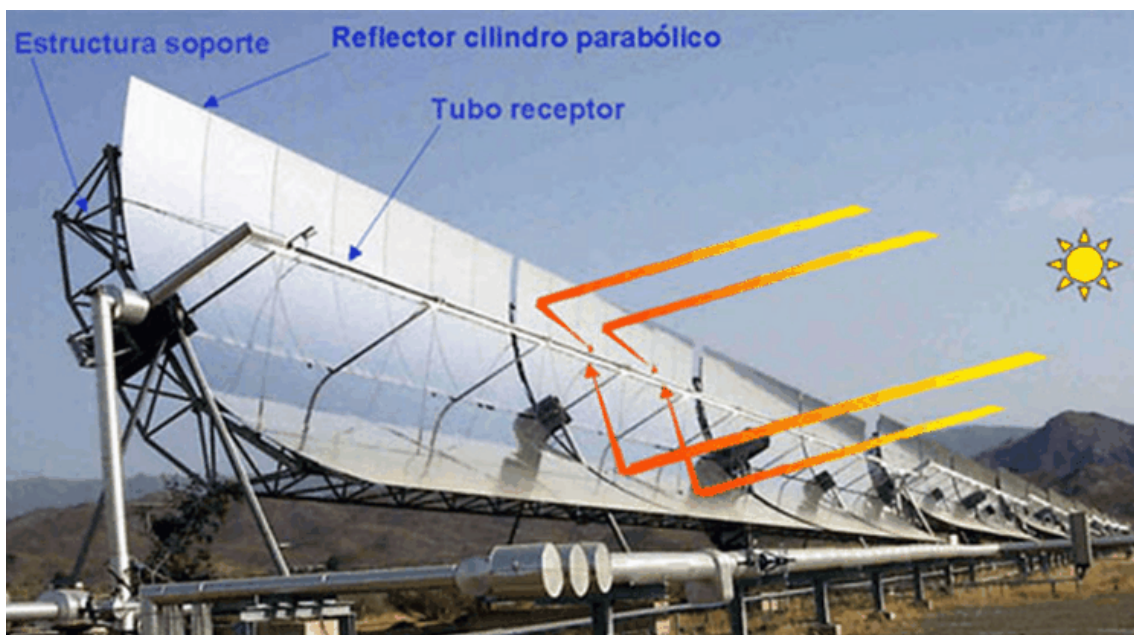


Figura 5.1.1.1 Esquema de funcionamiento de los colectores de tipo cilindroparábólicos.

Fuente: [www.abengoasolar.com](http://www.abengoasolar.com)

Con ello, los colectores cilindro-parabólicos concentran la radiación solar a lo largo de un receptor por el que circula el fluido caloportador, progresivamente la temperatura del aceite a medida que circula por dentro del tubo del receptor.

La situación ideal sería aquella en la que el aceite se calentara exactamente  $391^{\circ}\text{C}$ , que es el límite térmico de deterioro de las propiedades del aceite. Sin embargo, existen tres desviaciones del punto óptimo de funcionamiento de los colectores:

- a.) La irradiación solar es tal que el aceite se calienta algo pero sin alcanzar los  $391^{\circ}\text{C}$ . En esta situación interesará que el aceite circule por el campo siempre y cuando la energía que consumen las bombas para impulsar al aceite sea menor que la energía térmica que adquiere el aceite.
- b.) La irradiación solar es tal que el aceite se enfría a su paso a través de los colectores. En este caso, no interesa que el aceite circule por el campo solar, por lo que el aceite a la salida del ciclo de potencia se debería introducir directamente en la caldera de gas natural que se utiliza como apoyo auxiliar a la producción de calor en estas circunstancias.
- c.) La irradiación solar es tal que el aceite se calienta por encima de los  $391^{\circ}\text{C}$ . Para días de alta irradiación solar es posible que el aceite se caliente en exceso. Como se ha mencionado anteriormente, no interesa sobrepasar dicha temperatura ya que el aceite se degrada y deteriora de manera que puede quedar inservible. Con el fin de evitar este deterioro, se debe regular el campo de espejos de manera que no se sobrepase la temperatura de  $395^{\circ}\text{C}$ .

Los colectores deberán estar permanentemente enfocados en la dirección del Sol, por lo que se requiere un sistema de seguimiento eléctrico de este. La configuración más corriente es aquella en la que el eje de los colectores se orienta de norte a sur y el seguimiento al sol se realiza mediante el giro de este a oeste sobre dicho eje (figura 5.1.1.2). Sin embargo, dado que este seguimiento se realiza en sólo un eje paralelo al suelo, el Sol siempre incide con un ángulo determinado, que depende de la hora y el día. La existencia de este ángulo, denominado ángulo de incidencia, provoca que el colector no sea capaz de absorber toda la irradiación directa. En cómputo anual, se estima que dicha pérdida es del orden del 10% de la radiación directa total incidente.

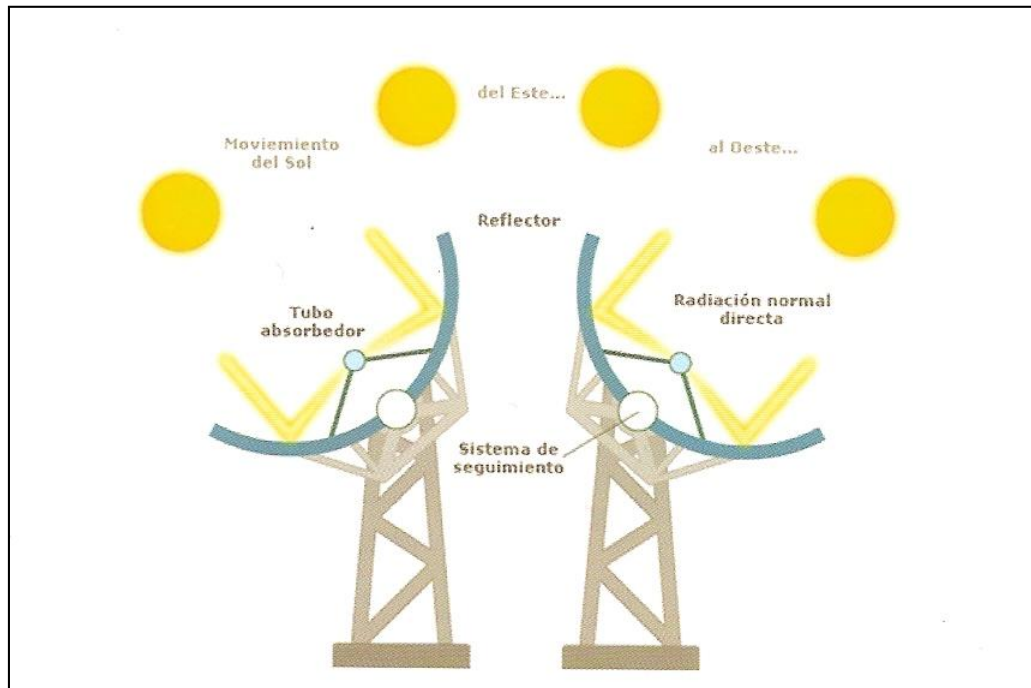


Figura 5.1.1.2 Esquema funcionamiento de los colectores con seguimiento solar

Fuente: [www.abengoasolar.com](http://www.abengoasolar.com)

Como se apreciaba en la figura 3.4.3.1.7, la superficie de espejos es de aproximadamente unos 510.000 m<sup>2</sup>, en el que se emplazarán aproximadamente 210.000 espejos. Este valor resalta la gran necesidad de espacio que requieren, y que, como se hace mención anteriormente, es el principal hándicap de este tipo de centrales.

### 5.1.2 TURBINAS DE VAPOR.

La función de la turbina de vapor consiste en transformar la energía del vapor producido en el sistema de generación de vapor, en energía mecánica.

La energía mecánica se obtiene mediante la expansión del vapor de alta presión, procedente del sistema de generación de vapor. Por lo tanto, es el componente encargado de mover el generador, aprovechando la energía contenida en el vapor saliente del sistema de generación. En situaciones normales de diseño se trata de vapor sobrecalentado a una presión de unos 110bar aproximadamente, valor normalmente utilizado en este tipo de centrales. Este vapor hace girar unos álabes

unidos a un eje rotor; a la salida de la turbina. En la figura 5.1.2.1 se aprecian los álabes del rotor de una turbina típica de este tipo de centrales.



Figura 5.1.2.1 Imagen del rotor de una de turbina de vapor

Fuente: <http://www.energias-renovables.com> [38]

Una de las principales características de dichas turbinas es que el rango de presiones a las que va a trabajar es altamente variable, ya que disponen de una gran cantidad de modos de arranques y rangos de operación normal con el fin de ajustarse a las diferencias ambientales que puedan darse en el emplazamiento de la central termosolar.

La turbina de vapor se compone de dos cuerpos diferenciados, uno de alta presión y otro de baja. Los dos cuerpos de la turbina están acoplados axialmente al eje del generador por sus lados opuestos. El cuerpo de alta presión se acopla mediante una caja de engranajes reductores para adecuar la velocidad de rotación de la turbina a la del generador. El cuerpo de baja se acopla directamente al eje del generador.

Cuando se encuentra en operación, el cuerpo de alta presión admite el vapor sobrecalentado del generador de vapor, donde se expande hasta la presión de operación de la turbina de baja presión. El vapor de baja presión que sale del cuerpo de alta presión se conduce al sistema de generación de vapor para su recalentamiento en la línea de recalentadores. Tras ser recalentado vuelve a las condiciones de temperatura y presión requeridas y se introduce en el cuerpo de baja presión de la

turbina de vapor. El vapor cede la energía útil en la turbina para la generación de energía mecánica y finalmente de la turbina a la presión del condensador.

En la turbina existen diferentes tomas por donde se saca vapor para ser usado principalmente en el condensador y en el desgasificador. Es desgasificador se utiliza para eliminar los gases incondensables y para precalentar el agua. Dependiendo de la zona de la turbina de donde se saque el vapor este tendrá unos valores de presión y temperatura determinados.

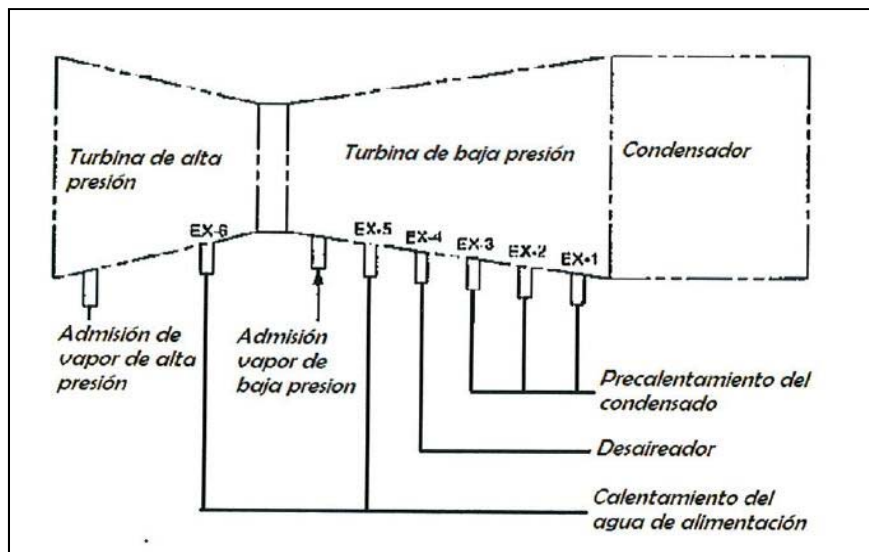


Figura 5.1.2.2. Extracciones de la turbina de vapor.

Fuente: Manual Solar Heat Exchangers [37]

### 5.1.3 CONDENSADOR.

El condensador tiene como función principal la de condensar el vapor de escape procedente del cuerpo de baja presión de la turbina de vapor. Desde el condensador, el agua del ciclo se bombea hacia el tren de precalentadores de baja presión o precalentadores de agua de alimentación.

También se aprovecha en este punto para eliminar gases incondensables y nocivos ya que algunos son muy corrosivos como por ejemplo el oxígeno. Dicha eliminación se realiza por métodos físico o químicos.

La turbina de vapor va unida al condensador a través de una junta de expansión, además el condensador está protegido contra las sobrepresiones con sus



correspondientes válvulas y también consta de protección catódica para evitar su corrosión.

Existen diferentes configuraciones de salida de la turbina al condensador. Estas configuraciones pueden ser en dirección axial o radial, según la salida del vapor sea en la dirección del eje o en la dirección radial. Las principales ventajas de la salida axial son una menor altura de cimentación y más eficiencia, su inconveniente es la dificultad para el acceso a uno de los cojinetes. Si la salida es radial su principal ventaja es la facilidad constructiva y sus inconvenientes son la gran altura de la cimentación y el mayor coste de la obra civil.

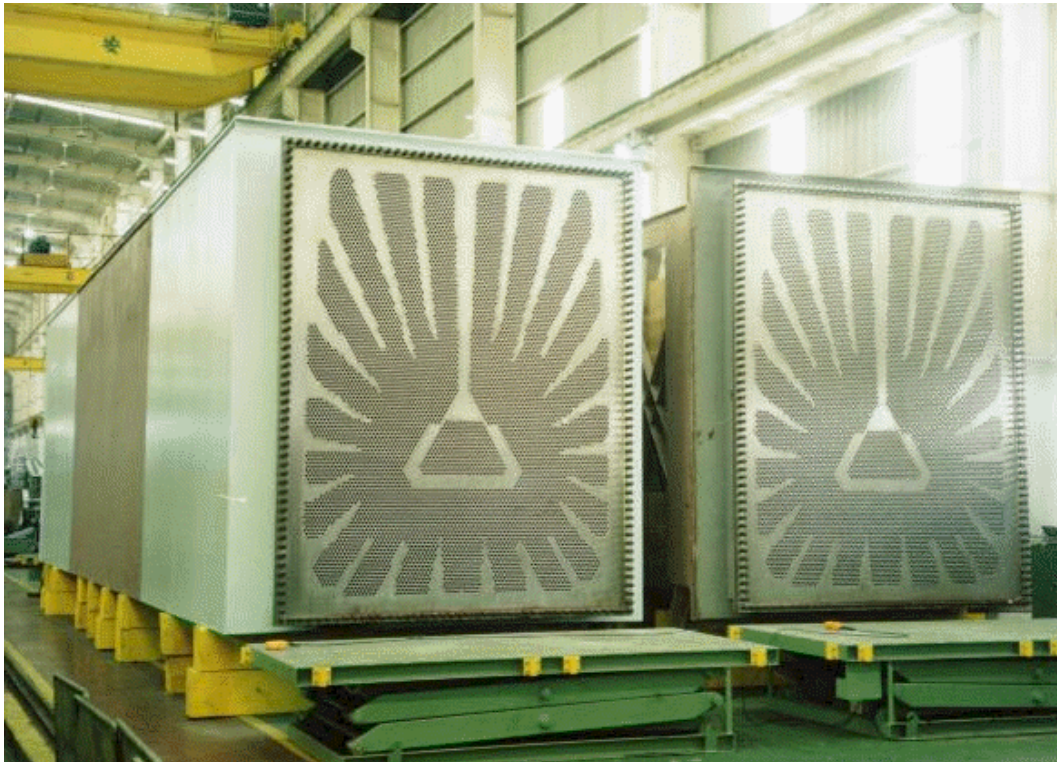


Figura 5.1.3.1. Haz tubular de un condensador de vapor.

Fuente: Manual Steam Condensers [39]

En general los vapores o gases condensables alcanzan el 99 % del total de gasto de entrada al condensador. Para su condensación se emplea agua fría que se hace pasar por un haz tubular del condensador y que se encuentra a una temperatura menor que la temperatura de saturación. Para la eliminación de los gases incondensables, que son el restante 1% del gasto del condensador, se utilizan dos sistemas: o bien bombas de

vacío eléctricas, o bien eyectores de vapor, cuya su principal ventaja es que son simples.

#### 5.1.4 PRECALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACIÓN.

Están formados por un tren de intercambiadores de tipo carcasa-tubo, los cuales toman agua desde el condensador y por medio de la utilización de una pequeña fracción de vapor extraído de las turbinas, tanto de la etapa de alta presión, como de la etapa de baja presión, aprovechan el calor el vapor sobrecalentado de las diferentes extracciones, para precalentar el agua de alimentación, condensándose en ellos el vapor extraído de turbina.

En la figura 5.1.4.1, se aprecian las principales regiones y conexiones de los diferentes estados del agua-vapor de los que consta un precalentador de agua tipo.

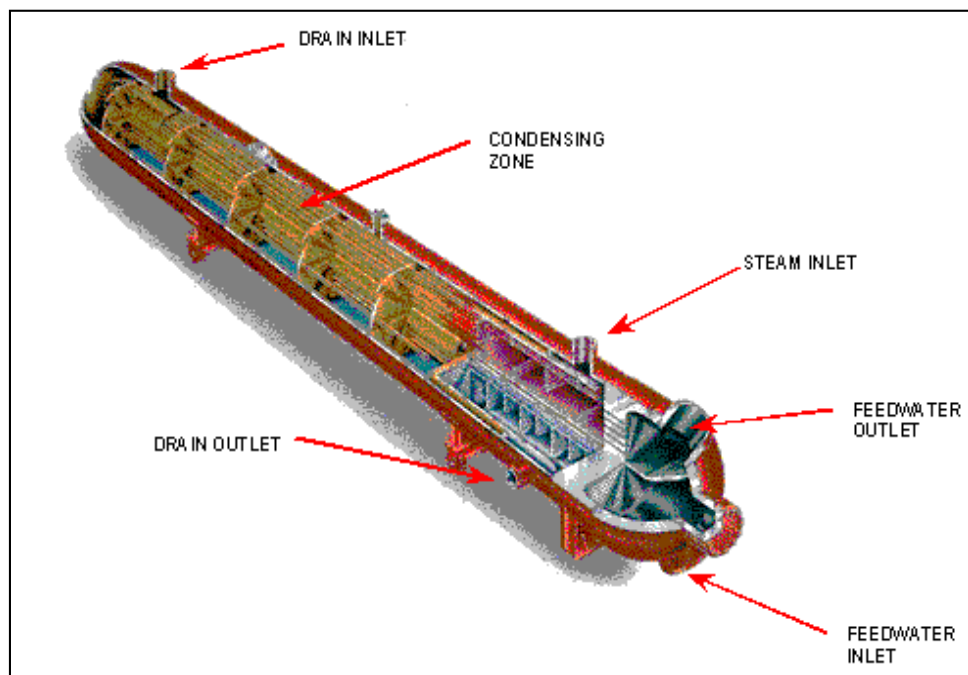


Figura 5.1.4.1. Precalentadores de agua de alimentación.

Fuente: Manual Feedwater Heaters [40]

Comúnmente existen precalentadores de baja presión, que en una primera etapa, precalientan el agua hasta unos 125°C, y que posteriormente es enviada al desgasificador del ciclo de potencia. Este calentamiento del agua se realiza mediante el

intercambio de calor al cederse calor desde el vapor de la extracción de turbina al agua de alimentación.

El agua a la salida del desgasificador, es bombeada por medio de bombas de agua de alimentación, a través de los calentadores de alta presión, hacia el economizador del generador de vapor. En esta segunda etapa, el agua calentada alcanza una temperatura en torno a los 250°C, al cederse calor de la extracción de vapor de la turbina de alta presión al agua proveniente del desgasificador. En ambas etapas, el vapor condensa al ceder el calor, y este agua condensada, mediante drenajes, se recircula al condensador.

#### *5.1.5 DESGASIFICADOR.*

Su función consiste en eliminar los gases cuya eliminación no ha sido posible en el condensador, principalmente oxígeno restante y dióxido de carbono. Se hace por medio de una desgasificación térmica complementaria a la realizada desgasificación química llevada a cabo en el condensador. Otra de las funciones es precalentar el agua aprovechando la desgasificación térmica. La desgasificación térmica es más efectiva que la desgasificación química, que se realiza en el condensador. Se basa en que el oxígeno es menos soluble en el agua caliente, por lo que al aumentar la temperatura se desprende. En las centrales que carecen de este elemento, la desgasificación se realiza en el condensador.

#### *5.1.6 SISTEMA GENERACIÓN DE VAPOR.*

El sistema de generación de vapor, el cual será objeto de estudio en el presente proyecto, realiza la función de aprovechar la energía captada por los colectores solares y que es transportada a través del fluido térmico, para, mediante el intercambio de calor producido en diferentes etapas, calentar el agua, generar vapor y sobrecalentar el vapor generado. Dicho vapor se introducirá en la turbina y de este modo, se aprovechará la energía mecánica de la misma para producir la electricidad.



La configuración típica para un tren del sistema de generación de vapor se puede apreciar en la figura 5.1.6.1, de manera esquemática, y posicionada en el global de una central termosolar, en la figura 5.1.6.2.

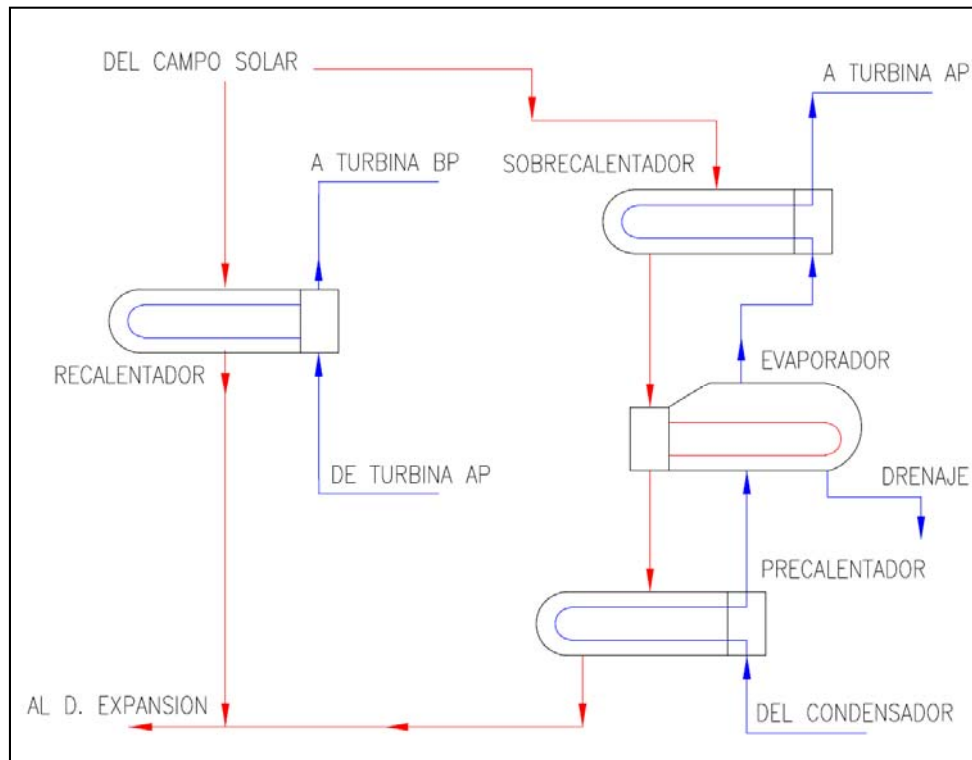


Figura 5.1.6.1: Esquema de un tren del sistema de generación de vapor

(AP: Alta presión; BP: Baja Presión).

Fuente: Elaboración propia

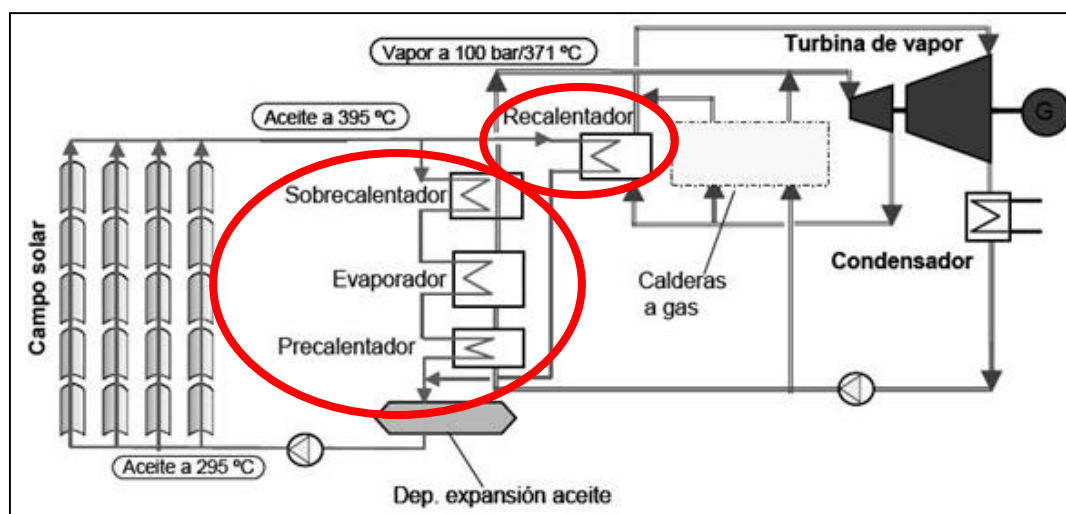


Figura 5.1.6.2 Esquema de una central termosolar CCP.

Fuente: <http://termosolar.renovetec.com> [41]

El sistema de generación estará formado por 2 trenes de generación de vapor en paralelo, cada uno de los cuales estará formado a su vez por los siguientes intercambiadores de calor:

- Precalentador.
- Generador de vapor o evaporador.
- Sobrecalentador.
- Recalentador.

Los tres primeros intercambiadores formarán parte de la línea principal del sistema de generación de vapor (precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento) y el último formara parte de la línea de recalentamiento del vapor.

#### *5.1.7 OTROS ELEMENTOS.*

Pueden existir otros elementos auxiliares o de apoyo, como:

- a.) Una caldera de gas natural de apoyo, la cual opera como complemento ante la posible falta de energía solar respecto a las condiciones de diseño, en horas sin aporte de calor proveniente del Sol, consiguiéndose la funcionalidad del día completo.
- b.) Los tanques de almacenamiento de fluido térmico, tanto frio como caliente, los cuales servirán como medio de almacenamiento del calor producido durante el día mediante la utilización de sales fundidas como fluido térmico. Dichas sales fundidas pueden utilizarse para generar vapor en las primeras horas posteriores a la ocultación del sol. Las sales utilizadas tienen una composición típica constituida por una mezcla eutéctica de sales de nitrato de sodio y nitrato de potasio. (60% peso de  $\text{NaNO}_3$  y 40% peso de  $\text{KNO}_3$ ). Este sistema de aprovechamiento de las primeras horas posteriores a la puesta del Sol está siendo muy común entre las nueva generación de plantas termosolares, ya que permiten que su funcionamiento sea de unas 8 a 9 horas mayor que las de luz del día, con lo que se consigue que la producción de energía se alargue a las horas de mayor demanda, pudiendo funcionar en ocasiones durante la

totalidad del día. Además, el sistema de almacenamiento térmico permite estabilizar la producción eléctrica de la turbina de vapor.



Figura 5.1.7.1. Tanques de sales fundidas para almacenamiento.

Fuente: [www.info-renovables.com](http://www.info-renovables.com) [41]

Con la implantación de estos tanques de almacenaje de sales, es necesario la utilización de otro tren más de intercambiadores de calor, los intercambiadores sales-aceite (generalmente tubo-carcasa), los cuales se encargarán de transmitir parte del calor transportado por el aceite térmico a las sales durante las horas de sol, y actuar de forma inversa durante las primeras horas de la noche, cediéndose dicho calor almacenado en las sales fundidas y siendo transmitido al sistema de generación de vapor.

- c.) Otro elemento que también cabe destacar, es la existencia de los tanques de drenajes, tanto para la purga intermitente como para la purga continua que tendrá lugar en el sistema de generación de vapor.
- d.) Sistema de aportación de agua a la planta, cuya función, como su nombre indica es la de aportar el agua necesario para todos los procesos que lo requieran. Se realiza a través de un embalse exterior. El agua se emplea en la limpieza y, sobre todo, en la condensación del vapor en el ciclo de potencia.

## 5.2 **CICLO DE VAPOR.**

El ciclo térmico habitualmente utilizado en este tipo de centrales de producción de energía es el ciclo de vapor de Rankine con recalentamiento intermedio para mejorar el rendimiento al expandir en la turbina de vapor y con varias extracciones de turbina en el cuerpo de alta presión y en el cuerpo de baja presión, que mejoran el rendimiento del ciclo.

El ciclo de Rankine es un ciclo termodinámico por el que se busca convertir el calor en trabajo. Un fluido de trabajo se evapora y condensa alternativamente. En el ciclo de Rankine ideal se producen cuatro etapas:

- Compresión isoentrópica del agua líquida del ciclo mediante una bomba, aportando trabajo. En la bomba se eleva la presión del agua desde la presión del condensador hasta la presión de trabajo de la caldera del ciclo. El trabajo consumido por la bomba es despreciable frente al generado en la turbina.
- Adición de calor al fluido de trabajo a presión constante (en caldera en centrales térmicas convencionales o mediante concentradores solares en centrales termosolares)
- Expansión isoentrópica en turbina de vapor desde la alta presión de la caldera o fuente de aporte de calor hasta la baja presión del condensador. La turbina de vapor genera trabajo mecánico útil que puede usarse para mover un generador eléctrico.
- Extracción de calor a presión constante en condensador, donde el vapor de baja presión pasa desde vapor o mezcla saturada vapor-líquido hasta el estado líquido saturado.

Como se acaba de comentar, el trabajo útil del ciclo de Rankine se genera en la turbina de vapor. Para aumentar la eficiencia termodinámica del ciclo se busca que la temperatura del fluido sea lo más alta posible en la etapa de adición de calor y lo más baja posible en la etapa de eliminación de calor.

Para ello se pueden realizar las actuaciones sobre el ciclo que se citan a continuación.

- Reducción de la presión del condensador, disminuyendo por tanto la temperatura del fluido en la etapa de eliminación de calor. Al reducir la presión del condensador aumenta el trabajo generado en la turbina. Para ello el condensador suele trabajar a vacío. Como contrapartida, la humedad del vapor (porcentaje de fase líquida) puede aumentar al bajar la presión del condensador y puede producir daños en la turbina.
- Sobrecalentamiento del vapor a alta temperatura antes de entrar a la turbina, reduciendo la humedad del vapor a la salida de la turbina.
- Aumento de la presión de la caldera o fuente de generación del vapor, aumentando por tanto la temperatura de ebullición y por tanto el rendimiento de la turbina. Como desventaja de esta opción cabe citar que aumenta la humedad a la salida de la turbina si se mantiene la temperatura máxima del ciclo.

Para aprovechar mejor la eficiencia a alta presión de la caldera sin tener una humedad excesiva en la etapa final de la turbina se puede optar por las siguientes opciones:

- Sobrecalentar apreciablemente el vapor a alta temperatura antes de la turbina, aumentando el rendimiento de la turbina y reduciéndose el contenido de humedad del vapor. La máxima temperatura del vapor en el sobrecalentamiento está limitada por la capacidad de los materiales de la turbina de soportar altas temperaturas.
- Expandir el vapor en la turbina en varias etapas, recalentando entre ellas. Tras cada expansión en turbina el vapor vuelve a llevarse a condiciones de vapor sobrecalentado mediante recalentadores.
- Realización de extracciones de vapor en la turbina que se utilizan para calentar el agua a la entrada de la caldera.

### 5.3 **CICLO DE POTENCIA.**

Los parámetros fundamentales del ciclo de potencia seleccionado para los cálculos del presente proyecto se describen a continuación:

- Potencia: 50MWe. La potencia eléctrica bruta que ha de generar la central queda fijado por dicho valor. Se estudiará el funcionamiento de la central y del sistema de generación de vapor en las condiciones de operación del 100%, condiciones de operación que dan lugar a la potencia de 50MWe.
- La temperatura de salida del fluido térmico del Sistema Campo Solar. Esta temperatura está regulada y limitada a un máximo de unos 391°C, debido a las características termo-físicas del aceite térmico, el cual se degrada por encima de esa temperatura, y pierde sus propiedades térmicas. Trabajar en el entorno de esta temperatura implicaría un nivel de degradación inadmisibles, dado el elevado coste de reposición del aceite que supondría. Por este motivo, el campo de paneles solares se regula de forma que la temperatura del aceite térmico se mantenga por debajo de ese valor.
- La temperatura de entrada del aceite al campo solar. El valor de esta temperatura también está limitada por las condiciones de operación de la propia central. Se optimizaría el intercambio si se consiguiese extraer todo el calor posible, y que la temperatura de salida del fluido térmico del sistema de generación de vapor fuese lo menor posible, y utilizar la energía proveniente del Sol para calentarlo en el campo solar. Sin embargo, aunque una temperatura reducida de entrada al Campo Solar incrementaría el rendimiento térmico de la central, la temperatura del aceite a la entrada del campo solar se encuentra limitada por el propio Sistema de Generación de Vapor. Debido a sus condiciones de operación, y a la elevada presión del vapor en el evaporador, la temperatura de salida del aceite del sistema de generación de vapor, y por tanto, de entrada en el campo solar, está limitada termodinámicamente. La temperatura de aceite a la salida del evaporador no podrá nunca ser menor que la temperatura de evaporación en el mismo, puesto que si no se llevaría a cabo el intercambio de calor. Es más, debe existir un ligero margen para

garantizar que se produzca vapor, de en torno a 2-3°C como mínimo. Por estas razones, las temperaturas seleccionadas para el punto de diseño del aceite térmico se encontrarán en torno a los siguientes valores:

- Temperatura de entrada aceite campo solar: 304°C.
  - Temperatura de salida aceite campo solar: 391°C.
- Temperatura de salida del vapor sobrecalentado: 383,5°C. Esta temperatura ha sido marcada como condición a obtener por la especificación empleada para el diseño del sistema generador de vapor, y por tanto será uno de los parámetros que se fijarán como objetivo a conseguir con el sistema de generación de vapor.
- Presión de entrada del vapor en la turbina: 109bars. Inicialmente se dejó variable este parámetro, sin embargo se optó por una presión de unos 109bar ya que a mayores presiones, a pesar de incrementarse el rendimiento del ciclo, la calidad del vapor a la salida de turbina era demasiado baja y los costes de fabricación y control de la planta se aumentarían.
- Título del vapor a la entrada de la turbina del 100%. A la salida de la misma, el título no deberá ser menor del 85%, ya que una humedad mayor erosionaría los álabes de la propia turbina.

La turbina de vapor de una planta termosolar, es muy similar a las turbinas empleadas en cualquier planta industrial y se adaptan fácilmente a las aplicaciones termosolares. El modelo de turbina de vapor seleccionado para el cálculo del ciclo de vapor será la SST-700 del fabricante Siemens [42], que permite trabajar a diferentes regímenes de carga lo cual es idóneo para aplicaciones termosolares. La SST-700 es una turbina de dos carcassas consistente en dos módulos: un módulo de AP (alta presión) con reductor y otro de BP (baja presión). Dicha turbina es muy utilizada en aplicaciones de generación de energía, especialmente en ciclo combinado o centrales termo-solares.

## **6. METODOLOGÍA DEL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.**

Una vez definidos los componentes principales de una central termosolar de concentración y determinadas las características principales del ciclo de vapor, es necesario realizar el balance térmico de sus elementos junto con la determinación las respectivas condiciones de operación de los intercambiadores. Después de eso se realizará el diseño térmico y mecánico de los intercambiadores de dicho sistema de generación de vapor de dicha central

Cuando se realiza el diseño de una planta de este tipo, la empresa encargada de la construcción y ejecución facilita la documentación formal a las empresas de ingeniería destinadas a la fabricación y diseño de los equipos, en forma de especificación técnica. El objetivo fundamental de ésta especificación es la realización de una oferta tanto, técnica como comercial, para posteriormente negociar principalmente los precios, plazos de ejecución del proyecto, factores de índole comercial y características técnicas

En este apartado se describirán las condiciones en las que los intercambiadores deben operar y se desarrollaran las ecuaciones de cálculo necesarias para el diseño térmico y mecánico.

Teniéndose en cuenta la especificación técnica tipo, y los requisitos de operación y de diseño, se estudiarán diferentes alternativas de configuración de los intercambiadores y de los diferentes materiales a utilizar para los componentes principales. Se variaran distintos parámetros de diseño, para así alcanzar un diseño óptimo de los intercambiadores de calor tubo-carcasa del sistema de generación de vapor, de una central termosolar de Concentración en colectores parabólicos (CCP).

Se tendrá en cuenta la disposición en paralelo de ambos trenes que forman parte del sistema de generación de vapor, de manera que se analizara el funcionamiento de un tren de generación de vapor, operando el otro de manera idéntica al analizado.

Ambos trenes de sistemas de generación de vapor operaran en paralelo y de manera simultánea, no estando considerado la utilización de un único tren para la producción de vapor.



## 6.1 **BALANCE TÉRMICO.**

Como primer punto a analizar, antes de comenzar con los diseños de los diferentes intercambiadores, se deberá efectuar un balance térmico y de materia de los intercambiadores objeto de análisis con el fin de comprobar la viabilidad de realización del balance facilitado de la planta en la especificación tipo.

En el balance se reflejan los caudales de agua – vapor y de aceite térmico que intervienen el intercambio de calor y en la generación del vapor deseado. También se reflejan en el balance las temperaturas, presiones y entalpías de todas las entradas y salidas de cada una de las etapas de las que consta este sistema de generación de vapor.

Para la correcta comprobación se tendrá en cuenta la hipótesis de que los intercambiadores operaran como sistemas adiabáticos, con pérdidas de calor despreciables al ambiente, ya que, los intercambiadores se recubrirán con aislamiento térmico para cumplir con ese fin.

Para la realización del balance térmico, se tendrán en cuenta las ecuaciones de intercambio térmico clásicas que relacionan la potencia térmica intercambiada con la variación de entalpías, y que se pueden encontrar en libros de transferencia de calor como “*Fundamentos de transferencia de calor*” (Incropera, F. P. y DeWitt, D. P) [43]:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) = \dot{m} \cdot (h_f - h_i) \quad (\text{Ec 6.1.1})$$

Donde los valores que intervienen son

- Q: Potencia térmica intercambiada (kW).
- $C_p$ : Calor específico del fluido (J / kg·K).
- $\dot{m}$ : gasto másico de fluido (kg/s).
- $T_f$ : Temperatura final del fluido (°C).
- $T_i$ : Temperatura inicial del fluido (°C).
- $h_f$ : entalpía final (kJ/kg).
- $h_i$ : entalpía inicial (kJ/kg).

También se utilizarán las tablas de propiedades de la IAPWS (The International Association for the Properties of Water and Steam) [44] en su versión de IF-97, propiedades internacionalmente aceptadas como propiedades del agua líquida/vapor y las cuales constan en las base de datos de del programa de diseño térmico. Con dichas propiedades se podrán determinar las diferentes valores de las propiedades termodinámicas del agua en su fase líquida o vapor en los puntos en los que están operando el sistema de generación de vapor.

En cuando a las propiedades del aceite térmico, el fluido seleccionado en el proyecto es el Theminol VP-1, muy utilizado en el sector termosolar, cuyas propiedades se pueden obtener a partir de las tablas facilitadas por el fabricante del fluido y las cuales se muestran en la Tabla 6.1.1. [45].

LIQUID PROPERTIES OF THERMINOL								
Temperature		Liquid Density			Liquid Heat Capacity		Liquid Enthalpy**	
°F	°C	lb/gal	lb/ft³	kg/m³	Btu/(lb·°F) [cal/(g·°C)]	kJ/(kg·K)	Btu/lb	kJ/kg
54	12	8.93	66.8	1071	0.364	1.52	0.0	0.0
60	16	8.91	66.7	1068	0.366	1.53	2.3	5.4
80	27	8.84	66.1	1059	0.374	1.57	9.8	22.7
100	38	8.76	65.5	1050	0.382	1.60	17.3	40.2
120	49	8.69	65.0	1041	0.390	1.63	25.0	58.2
140	60	8.61	64.4	1032	0.397	1.66	32.9	76.4
160	71	8.53	63.8	1023	0.405	1.69	40.9	95.1
180	82	8.46	63.3	1014	0.412	1.73	49.1	114.1
200	93	8.38	62.7	1004	0.420	1.76	57.4	133.4
220	104	8.31	62.1	995	0.427	1.79	65.9	153.1
240	116	8.23	61.6	986	0.435	1.82	74.5	173.1
260	127	8.15	61.0	977	0.442	1.85	83.3	193.5
280	138	8.07	60.4	967	0.449	1.88	92.2	214.2
300	149	7.99	59.8	958	0.457	1.91	101.2	235.3
320	160	7.91	59.2	948	0.464	1.94	110.4	256.7
340	171	7.83	58.6	939	0.471	1.97	119.8	278.4
360	182	7.75	58.0	929	0.478	2.00	129.3	300.5
380	193	7.67	57.4	919	0.485	2.03	138.9	322.9
400	204	7.59	56.8	909	0.492	2.06	148.7	345.6
420	216	7.50	56.1	899	0.499	2.09	158.6	368.6
440	227	7.42	55.5	889	0.506	2.12	168.7	392.0
460	238	7.33	54.9	879	0.514	2.15	178.9	415.7
480	249	7.25	54.2	868	0.521	2.18	189.2	439.8
495	257	7.18	53.7	860	0.526	2.20	197.0	457.4
500	260	7.16	53.5	857	0.528	2.21	199.7	464.1
520	271	7.07	52.8	847	0.535	2.24	210.3	488.8
540	282	6.97	52.2	835	0.542	2.27	221.1	513.8
560	293	6.88	51.4	824	0.549	2.30	232.0	539.2
580	304	6.78	50.7	812	0.556	2.33	243.0	564.9
600	316	6.68	50.0	800	0.563	2.36	254.2	590.9
620	327	6.58	49.2	788	0.570	2.39	265.5	617.2
640	338	6.47	48.4	775	0.578	2.42	277.0	643.9
660	349	6.36	47.6	762	0.586	2.45	288.7	671.0
680	360	6.25	46.7	749	0.594	2.48	300.5	698.4
700	371	6.13	45.9	734	0.602	2.52	312.4	726.2
720	382	6.01	44.9	720	0.612	2.56	324.6	754.4
740	393	5.88	43.9	704	0.622	2.60	336.9	783.1
750	399	5.81	43.4	696	0.627	2.62	343.1	797.6
760	404	5.74	42.9	687	0.633	2.65	349.4	812.2
780	416	5.59	41.8	670	0.646	2.70	362.2	842.0
800	427	5.43	40.6	651	0.662	2.77	375.3	872.4

Tabla 6.1.1: Propiedades del fluido térmico.

Fuente: [www.therminol.com](http://www.therminol.com) [45]

## 6.2 CONDICIONES DE DISEÑO.

La central dispondrá de 2 trenes o líneas idénticas de intercambiadores, formadas cada una por un precalentador, un evaporador, un sobrecalentador y un recalentador. Cada intercambiador deberá trabajar bajo una serie de condiciones de operación listadas a continuación, facilitadas por la especificación tipo de una central termosolar, y a partir de las cuales, se ajustarán las condiciones de operación de los intercambiadores.

Presión de entrada de agua al sistema
Temperatura agua entrada al sistema
Presión salida del vapor del sobrecalentador
Temperatura necesaria de salida del vapor
Caudal de vapor a generar
Temperatura de entrada de aceite
Caudal total de aceite del campo solar
Presión de entrada de aceite
Perdida de carga permitida del lado aceite
Caudal vapor entrada Recalentador
Condiciones entrada vapor Recalentador
Condiciones del vapor a la salida del Recalentador
Condiciones entrada Aceite Térmico Recalentador
Condiciones salida Aceite Térmico Recalentador
Temperatura estimada de salida del aceite térmico
Presión de entrada de agua al sistema

Tabla 6.2.1 Parámetros iniciales de diseño de un sistema de generación de vapor.

Fuente: Elaboración propia

Junto con los parámetros básicos de operación definidos en la especificación, es necesario fijar y limitar otros parámetros de manera que se ajuste el funcionamiento y la operación del sistema de generación de vapor. Estos parámetros son necesarios para poder dimensionar los intercambiadores, y por lo tanto influirán en el coste y la eficacia de los mismos.

Una vez determinadas y conocidas las condiciones de operación, se determinarán las condiciones de diseño de los equipos y siempre no sean indicadas en la especificación de la planta. Dichas condiciones incluyen tanto la temperatura de diseño, como la presión de diseño, de manera que se limiten las máximas temperaturas y presiones para las que estarán dimensionados los intercambiadores y para las cuales se garantiza un correcto funcionamiento de los equipos.

Los valores de temperatura y presiones de diseño, no son más que el valor máximo de las temperaturas y presiones de operación multiplicado por unos coeficientes de seguridad. De esta manera el diseño será robusto pues en condiciones normales de operación, nunca llegarán a alcanzarse. Ya sea por medio de los diferentes mecanismos de regulación de la lógica de control de la planta, o bien mediante dispositivos, como válvulas de seguridad en los propios intercambiadores, se deberá moderar, o en el caso más desfavorable, interrumpir la operación de la central, para no ser sobrepasados y dañar los equipos.

Para la presión de diseño, se considerará un valor, como mínimo un 10% mayor que la presión máxima de operación, y la temperatura de diseño deberá ser al menos 15°C por encima de la máxima de operación del intercambiador.

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{max operación}} \cdot (1 + 0.1) \quad (\text{Ec. 6.2.1})$$

$$T_{\text{diseño}} = T_{\text{max operación}} + 15^{\circ}\text{C} \quad (\text{Ec. 6.2.2})$$

Otros dos parámetros de regulación de operación importantes son aquellos que vienen limitados por las propias condiciones del intercambio térmico y como medida de regulación y control para el óptimo funcionamiento de la planta termosolar.

Estos parámetros de diseño son:

- “*Pinch Point*”: Representa la diferencia entre la temperatura de salida del aceite térmico del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión del vapor de agua generado en dicho evaporador. Su valor estará comprendido entre 3°C y 8°C [37].
- “*Approach Point*”: Representa la diferencia entre las temperaturas de saturación del vapor de agua a la salida del generador de vapor y la

temperatura de entrada de agua al mismo. Su valor estará comprendido entre los 2°C y los 6°C. Su valor se fijará en un valor inicial de 8°F, tal y como se recomienda en el Manual FWES Solar Heat Exchangers [37].

Como búsqueda de optimización, cuanto más bajo sea el *pinch point* del evaporador, es decir, cuanto menor sea la diferencia entre la temperatura de salida del fluido caliente frente a la temperatura de ebullición en el evaporador, mayor será la proporción de energía recuperada, mayor es la cantidad de vapor generado. Sin embargo, una excesiva reducción de dicho parámetro hace que el generador de vapor sea muy sensible a las variaciones de producción de vapor.

Un valor bajo de *approach point* hará que la producción de vapor sea mayor y que la superficie del generador sea menor, pero el sistema será poco estable y con una alta probabilidad de producirse vapor en arranques o bajas cargas en puntos de la línea agua/vapor previos a la entrada en el generador, lo cual es un efecto que se debe evitar, que produciría vaporización en tuberías o en los precalentadores, pudiendo provocarse roturas.

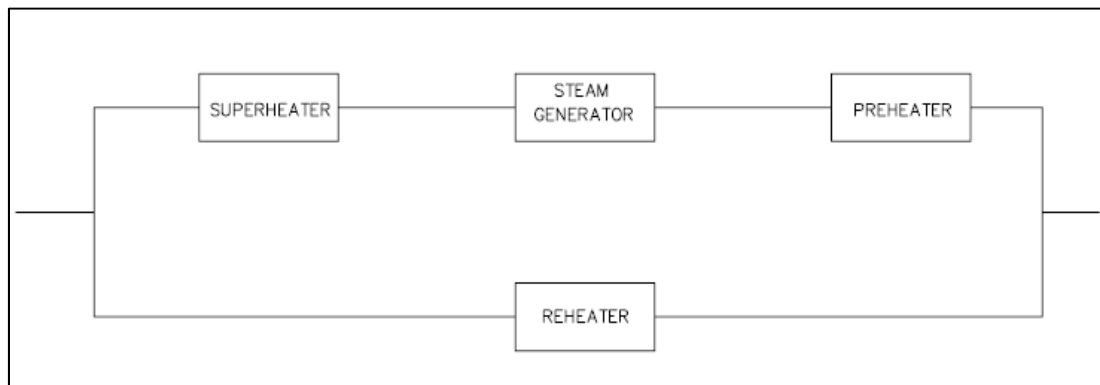


Figura: 6.2.1: Esquema distribución de cada tren del sistema generador de vapor.

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede apreciar en las figuras 6.2.1, de distribución de cada tren, y en la figura 6.2.2, con ambos trenes de generación de vapor, consistirá en una línea principal de producción de vapor, que constará de un precalentador, un evaporador o generador de vapor y un sobrecalentador, y una línea para la etapa de recalentamiento, la cual

está posicionada de manera paralela a la rama principal según la distribución de la línea del aceite térmico, pero independiente de la línea de producción de vapor.

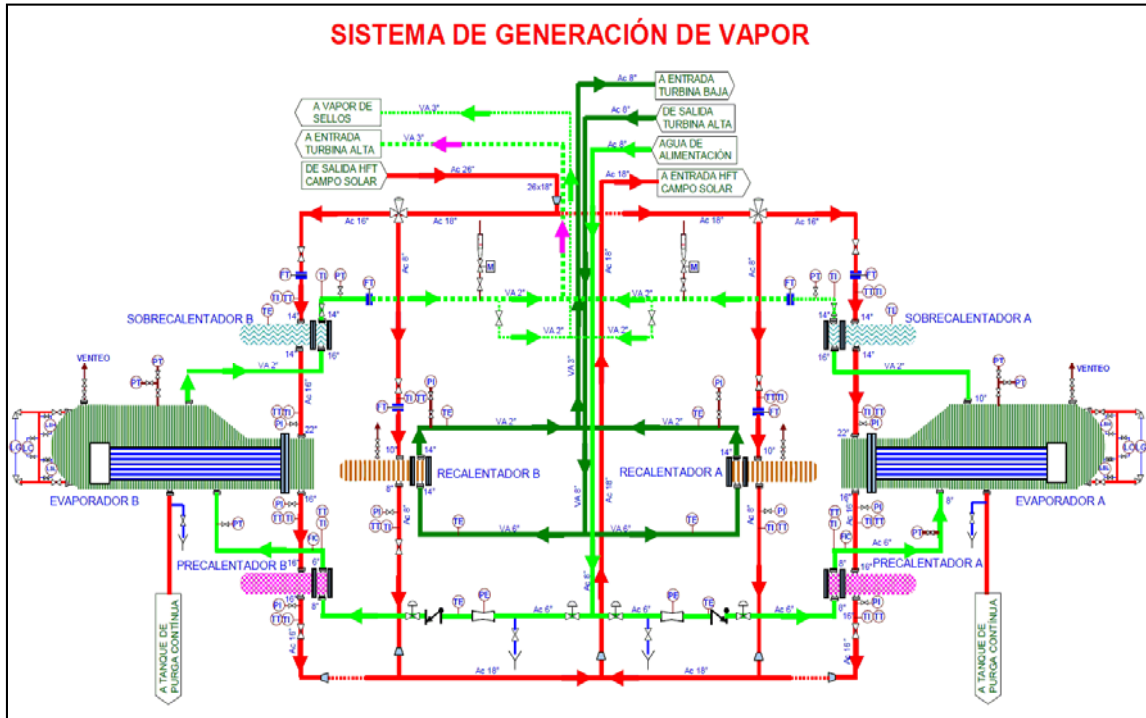


Figura: 6.2.2: Esquema distribución de ambos trenes en paralelo del sistema generador de vapor.

Fuente: Curso de centrales termosolares COIIM [46]

Por lo tanto, la central termosolar a estudio, dispondrá de los siguientes intercambiadores de calor tubo-carcasa formando parte del sistema de generación de vapor:

- 2 Precalentadores (uno en cada tren).
- 2 Evaporadores (uno en cada tren).
- 2 Sobrecalentadores (uno en cada tren).
- 2 Recalentadores (uno en cada tren).

Ambos trenes de sistemas de generación de vapor operaran en paralelo y de manera simultánea, no estando considerado la utilización de un único tren para la producción de vapor.

### 6.3 COMPONENTES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBO - CARCASA.

Antes de comenzar con la selección de los materiales de los componentes principales y del diseño del intercambiador, se realizará una breve descripción de las partes de las que constará un intercambiador tubo carcasa. Los componentes principales son: haz tubular, carcasa Shell o envolvente, *baffles* o difusores, cabezal de cierre de la envolvente, conexiones, y la cámara *channel* o cámara de retorno.

Existe una gran variedad de configuraciones de intercambiadores de calor de carcasa y tubos, dependiendo del uso del intercambiador, de la transferencia de calor, de las pérdidas de carga o de presión. También la configuración a elegir depende de si se desean reducir los esfuerzos térmicos, prevenir fugas, facilitar el mantenimiento, soportar las presiones y temperaturas de operación, y evitar la corrosión. Estos intercambiadores se configuran siguiendo las configuraciones marcadas según la normativa TEMA (Normas de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores de Calor Tubulares) [35].

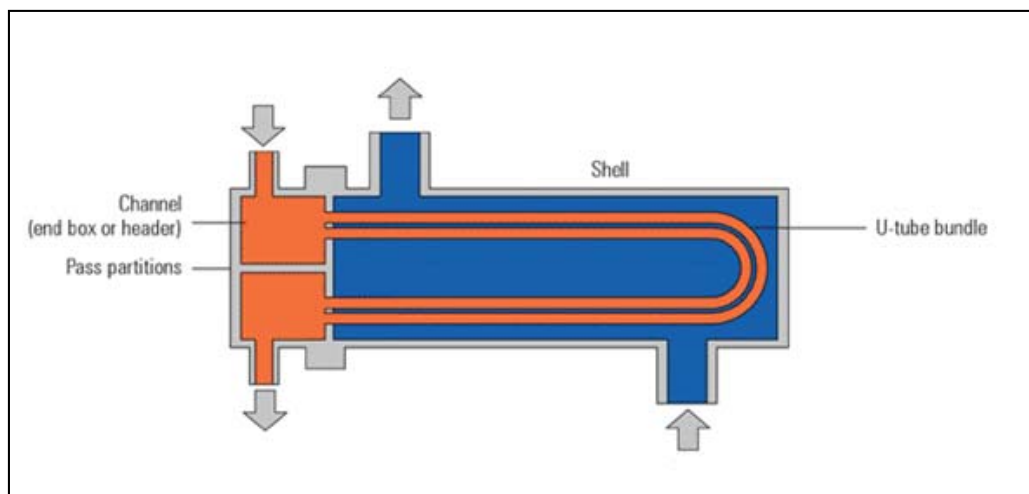


Figura 6.3.1: Esquema intercambiador de calor.

Fuente: Manual FWES Solar Heat Exchangers [37]

Según la configuración de los elementos principales, como son la envolvente, la cámara de retorno, los tubos y el cabezal de cierre de la envolvente, se designa el intercambiador con unos códigos alfabéticos de manera que sea fácilmente reconocible la configuración elegida. Estos códigos alfabéticos pueden apreciarse en el



Anexo A, “CONFIGURACIÓN TIPO INTERCAMBIADORES DE ACUERDO A NORMA TIPO TEMA”, según se describen en la normativa TEMA de intercambiadores de calor tubo-carcasa. [35]

Dicha normativa TEMA también tiene en consideración una serie de normas mecánicas para la construcción, fabricación, y materiales constructivos, clasificándose los según dichas consideraciones, en tres tipos de intercambiadores de calor tubulares.

Las clasificaciones establecidas se denominan R, C, B, y sus características son:

- Los intercambiadores clase R son los usados en condiciones de operación severas, o bien en procesos de la industria petrolífera y afines.
- La Clase C designa a los intercambiadores usados en aplicaciones comerciales y procesos generales bajo condiciones moderadas.
- La clase B designa a los intercambiadores de calor de carcasa y tubos usados en procesos químicos.

Generalmente, en los calificados como clase B, los materiales constructivos son no-ferrosos, mientras que en los Clase C y Clase R, se usan materiales ferrosos.

En los intercambiadores de calor a diseñar en este proyecto académico, se utilizará el código “R”, ya que se trata de intercambiadores sometidos a condiciones severas de operación.

A continuación se describen brevemente cada una de las partes principales de las que constan los intercambiadores de calor tubo-carcasa.

#### 6.3.1 ENVOLVENTE LADO SHELL.

Es la región por la que ese distribuye uno de los fluidos de intercambio de calor, y que envuelve por fuera a los tubos. La entrada de fluido a esta región o lado *shell* se produce por las conexiones de entrada. En su interior se distribuye por la cámara, ya sea realizando un paso, dos, o varios, dependiendo de la configuración. Finalmente

abandonan dicha cámara, tras “mojar” a los tubos por medio de los difusores y placas soportes, por las correspondientes conexiones de salida.

La envolvente es una carcasa cilíndrica formada por varias secciones de chapa virolada, en cuyo volumen interior, se aloja el haz tubular completo, consiste no únicamente en los tubos, sino que también placas soportes, difusores, y tirantes, que rigidizan todo el haz tubular.

Sus dimensiones serán tales que su longitud vendrá determinada por la longitud de los tubos, siendo la longitud de dicha cámara de unos 300-350mm superior a la longitud de los tubos de mayor curvado, los cuales se sitúan en las filas externas. La dilatación térmica que tendrán estos tubos durante las diferentes condiciones de operación es la que hace marcar este margen de longitud extra, de modo que se garantice que no se produzca contacto entre el final del cuerpo del intercambiador, la cabeza del mismo, y los tubos con la mayor dilatación posible.

Uno de los extremos de la carcasa, se une mediante soldadura o mediante brida a la placa tubular, y el otro extremo de la carcasa, se cierra con un cabezal, que suele tener forma elíptica o cilíndrica.

En el caso del Evaporador, el intercambiador seleccionado será un tipo *Kettle*, y no solo alojará al haz tubular con difusores, sino que se ha de disponer una serie de medidores de nivel de modo que se garantice la producción de vapor durante un periodo de 1,5min, incluso aun sin la entrada de agua al mismo. Además en su interior se encuentran unos secadores que mejoran la eficiencia del vapor producido, y las tuberías para el drenaje y alimentación del equipo.

Este tipo de evaporadores tiene una forma peculiar con una sección con diámetro mayor, una sección cónica de unión entre esta, y una sección con un diámetro similar a la placa tubular. Los espesores de la envolvente del evaporador serán extremadamente elevados, ya que como se podrá apreciar en apartados posteriores, el vapor se aloja en esta sección, y por las características de diseño y operación, hacen que su tamaño y espesores sea muy superior al resto de los intercambiadores.

### 6.3.2 CÁMARA CHANNEL O DE RETORNO.

Se distinguirá entre dos posibles condiciones en función de las características del fluido que circula por su interior: los intercambiadores con alta presión o los intercambiadores con baja presión para dicha cámara, diferenciándose principalmente en su configuración y construcción.

En el caso de los intercambiadores de baja presión (Recalentador y Evaporador), estará formada por una sección de virola unida a la placa tubular y a un cierre formado por una contrabrida y una brida ciega, con los correspondientes pernos.

En el caso de los intercambiadores de alta presión (precalentador y sobrecalentador), estará fabricado de forma integrada con la placa tubular, para configurarle una mayor rigidez. El cierre de dicha cámara, se realizará mediante una brida ciega, con los correspondientes pernos. Las dimensiones de la sección lateral de la cámara de retorno serán tales que en su interior se puedan alojar los pernos de cierre de la brida.

### 6.3.3 TUBOS.

Los tubos proporcionan la superficie de transferencia de calor entre el fluido que circula por el interior de los tubos, y el fluido que circula por el lado de la envolvente. La cantidad de pasos por los tubos y por la carcasa, dependen de la caída de presión disponible. A mayores velocidades, aumentan los coeficientes de transferencia de calor, pero también las pérdidas por fricción y la erosión en los materiales. Por tanto, si la pérdida de presión es aceptable, es recomendable tener menos cantidad de tubos, pero de mayor longitud en un área reducida. En múltiples diseños se usan números pares de pasos. Los números de pasos impares no son comunes, e implican problemas térmicos y mecánicos en la fabricación y en la operación. La selección del espaciamiento entre tubos es un equilibrio entre una distancia corta para incrementar el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa, y el espacio requerido para la limpieza.

Se buscará la máxima longitud de tubos posible de forma que se cumpla la pérdida de carga admisible especificada, haciendo que los equipos sean lo más largos y estrechos posibles, ya que, por razones de fabricación, es la configuración más económica. Se ha de tener en cuenta las limitaciones de longitud a curvar que existen entre los suministradores de tubos, la cual se sitúa en unos 25 metros de longitud máxima. Con esta limitación se tiene que tener en cuenta el número de filas de tubos que se dispondrán, el radio de curvatura de la fila más externa y la separación de las filas, de forma que no se supere dicha longitud en ningún momento.

#### *6.3.4 PLACA TUBULAR.*

Es uno de los componentes más críticos, ya que se encuentra en contacto con ambas cámaras y actúa de elemento de separación entre las mismas. Este elemento está sometido a unos severos cambios de temperatura y a diferenciales térmicos y de presión de operación. Es un elemento rígido de acero, con taladros para alojar los tubos, y que puede unirse con cada una de las cámaras principales mediante soldadura, o mediante uniones bridadas, dependiendo de la utilización, de las condiciones de funcionamiento y de mantenimiento del intercambiador. A su vez, los intercambiadores pueden tener 1, 2, o incluso 3 placas tubulares, las cuales suelen ser elementos fijos dentro del intercambiador.

La placa tubular además de sus requerimientos mecánicos debe ser capaz de soportar el ataque corrosivo de ambos fluidos del intercambiador y debe ser compatible con el material de los tubos.

La unión entre el tubo y la placa tubular es uno de los elementos más críticos y propensos a fallo ya que se trata de la barrera física entre los fluidos. La unión elegida será expandida y soldada, con soldadura de tipo TIG automática, con o sin aporte de material. La unión puede ser solamente expandida, pero pueden aparecer problemas de fugas y de corrosión en la placa tubular. En la unión puede aparecer fragilidad si no se realiza un adecuado recargue de la cara de la placa tubular, donde se soldará el tubo posteriormente.

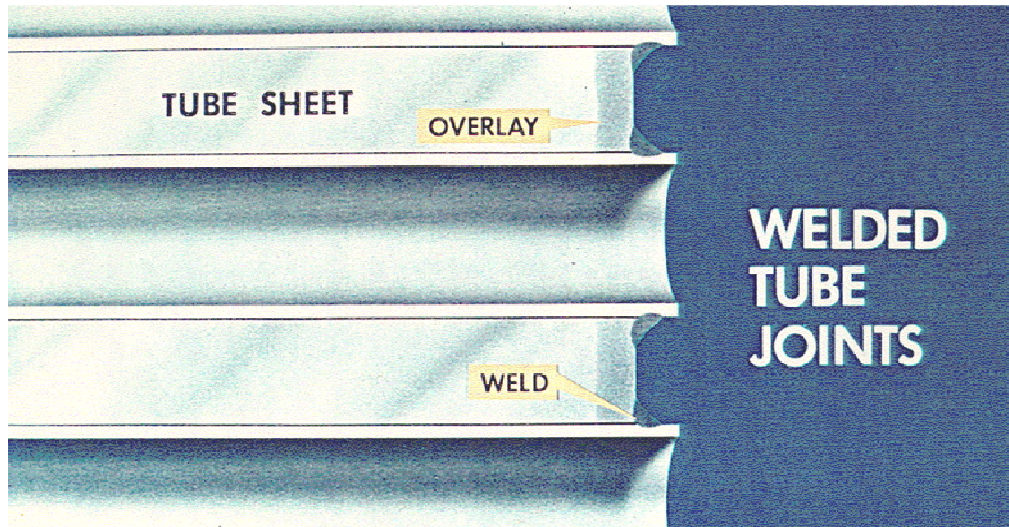


Figura: 6.3.4.1: Detalle unión tubo/placa-tubular con recarga

Fuente: Manual FWES Solar Heat Exchangers [37]

Debido a la fragilidad de las uniones soldadas entre el tubo y la placa tubular, es muy habitual la utilización de una capa de recarga de soldadura sobre la cara donde se realiza la soldadura de los tubos, de manera que el contenido en carbono de la unión se reduzca. Esta capa de recarga de soldadura se puede apreciar en la figura 6.3.4.1.

Con la utilización de estas capas de recarga de soldadura, se consigue una unión menos propensa a la creación de grietas y fisuras, que a la larga daría lugar a las fugas y paso de fluido de una cámara a otra.

#### 6.3.5 CONEXIONES.

Son los orificios de que constan cada una de las cámaras principales del intercambiadores, y a través de las cuales se produce la entrada y salida de los fluidos en el intercambiador. Suelen estar formadas por una abertura cilíndrica en las envolventes, en las que se suelda una sección, bien sea de pieza forjadas, o de tubería estándar y que sirve de unión entre las líneas de tuberías de la planta con el intercambiador.

### **6.3.6 BAFFLES O DIFUSORES Y PLACAS SOPORTE**

Los difusores pueden ser de tipo transversales o longitudinales. El propósito de los difusores longitudinales es controlar la dirección general del flujo del lado de la carcasa. Los difusores transversales tienen dos funciones fundamentales, mantener a los tubos en la posición adecuada durante la operación y evita la vibración producida por los vórtices inducidos por el flujo y. guiar al fluido del lado de la carcasa, de manera que se optimice el intercambio de calor.

## **6.4 SELECCIÓN DE MATERIALES.**

Una vez que se conozcan las condiciones de operación y de funcionamiento de los intercambiadores, se determinaran qué materiales se utilizaran para todos y cada uno de los componentes principales de los intercambiadores.

### **6.4.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LOS TUBOS.**

El proceso de selección de materiales para los tubos de los intercambiadores es una de las fases más importantes en todo diseño de un intercambiador. Se debe, no solo tomar una decisión ante varias alternativas, sino asegurarse de que la decisión tomada es la óptima. La selección de materiales se realizará atendiendo tanto a criterios técnicos como económicos.

Se decidirá cuál de las alternativas cumple mejor los requisitos de funcionamiento del intercambiador y le proporcionará una mayor vida útil. Los parámetros técnicos principales a tener en cuenta son:

- Las características de los fluidos en operación.
- Conductividad térmica del material.
- Coeficiente de dilatación térmica.

Una vez seleccionados las alternativas de materiales que mejor cumplan los requisitos técnicos, se pasa a evaluar cual es el material óptimo desde un punto de vista

económico, teniéndose en cuenta precios actuales de mercado de los materiales. Estos datos de mercado son obtenidos de la bases de datos facilitados por la empresa FWES a través de diferentes proyectos realizados con anterioridad en la empresa.

En primer lugar, se considerará la utilización de materiales de tubo de acero al carbono. Las principales razones por las que se utilizan este tipo de materiales, en vez de los aceros inoxidables, son:

- Las condiciones de temperatura de diseño y operación no superan valores de en torno a los 400°C, y siendo admitida su utilización hasta valores de 426°C (800°F) para los aceros al carbono según el código de diseño ASME VIII-Div I. (American Society of Mechanical Engineers) [36].
- Mayor coeficiente de transferencia térmica, lo cual ayudará a conseguir un mejor intercambio térmico, y por consiguiente reducir la superficie necesaria para todos y cada uno de los intercambiadores.
- Otro factor importante, será el económico, ya que los ratios de €/m de fabricación de los tubos de acero al carbono son mucho menores.

Para la selección de materiales, se utilizaran aquellos indicados y permitidos por la normativa ASME, y recomendados por el código de diseño de intercambiadores *HEI* (*Heat Exchange Institute, INC. Standards for power plant heat exchangers*) [34], y que se reflejan en la tabla 6.4.1.1.

Para la utilización en los tubos, los materiales en acero al carbono recomendados son los siguientes:

- SA-179
- SA-210
- SA-214
- SA-334
- SA-556
- SA-557

	ASME Specification Number	Primary Material	Baffles	Bolts and Studs	Channels	Covers	Flanges	Nozzles	Nuts	Shells	Spacers	Supports	Tie Rods	Tubes	Tubesheets
Bar	Commercial SA-36 SA-479	CS SS											X X X		
Bolting	SA-193 SA-194 SA-320*	LA LA LA		X  X					X						
Forging	SA-105 SA-182 SA-266 SA-350*	CS SS CS CS			X X X X	X X X X	X X X X	X X X X							X X X X
Pipe	Commercial SA-53 SA-106 SA-312 SA-333*	CS CS SS CS			X X X X			X X X X			X X X X	X X X X			
Plate	Commercial SA-36 SA-204 SA-240 SA-285 SA-387 SA-515 SA-516* SB-127 SB-169 SB-171	CS LA SS CS LA CS CS NI CU CU	X X  X X  X		X X X X X X X X X X	X X X X X X X X X X	X X X X X X X X X X	X X X X X X X X X X				X X X X X X X X X X			X X X X X X X X X X
Tube	Commercial SA-179 SA-210 SA-213 SA-214 SA-249 SA-268 SA-334* SA-556 SA-557 SA-688 SB-111 SB-163 SB-338 SB-395	CS CS SS CS SS SS CS CS CS SS CU NI TI CU									X   X X				X X X X X X X X X X X X X X

\*These specifications are suggested when impact testing is required.

Legend:

CS = Carbon Steel

SS = Stainless Steel

LA = Low Alloy Steel

CU = Copper and Copper Alloys

NI = Nickel and High Nickel Alloys

TI = Titanium and Titanium Alloys

Tabla 6.4.1.1. Materiales recomendados según especificación ASME.

Fuente: Norma HEI [34].

De los materiales indicados para los tubos, varios de ellos son específicos de tubos con costura o soldados (*welded*), los cuales no son recomendables para este tipo de utilización, por la existencia de posibilidades de fuga debidas a los defectos que pudieran darse en la soldadura de dichos tubos. De este modo, el rango se reduce a los materiales específicos de tubos sin soldadura (*seamless*), como son los materiales en calidad SA-179, SA-210 y SA-556. Los tubos en SA-556 son idénticos en cuanto composición y propiedades a los tubos en SA-210, con la salvedad de tener



especificadas las condiciones de curvado de los tubos. De este modo, el estudio se reducirá a los materiales en calidades SA-179 y SA-210.

Para una correcta elección, se estudiará las propiedades de estos 2 materiales a las diferentes temperaturas según la norma ASME VIII-Div 1, que marcará el valor de la tensión admisible para diferentes temperaturas. Una vez comprobado el material correcto, se calcularán los espesores necesarios para cada material y se comprobarán el diferente precio entre unos y otros para escoger el más idóneo.

Posteriormente, tras escogerse el material, se determinará el espesor de las paredes de los tubos de un intercambiador. Se debe de calcular dicho espesor para la presión de diseño requerida, teniéndose en cuenta las tolerancias en cuanto a espesores y limitaciones marcadas por el código de diseño HEI [34]. En cuanto a los espesores mínimos de los tubos, las limitaciones marcadas en función del material se reflejan en la tabla 6.4.1.2.

MATERIAL	ESPESOR MÍNIMO EN PULGADAS (mm):
Cobre y aleaciones de Cobre	0,049" (1,245)
Aleaciones de Níquel	0,049" (1,245)
Acero inoxidable (tubos en U)	0,035" (0,889)
Acero al Carbono	0,050" (1,270)

Tabla 6.4.1.2. Espesores mínimos de tubo.

Fuente: *Standards for Power Plant Heat Exchangers* HEI [34].

Se tendrá en cuenta el modo en el que actúan los esfuerzos de la presión al que están sometidos los tubos, diferenciándose entre los esfuerzos debidos a la presión interna y cuando están sometidos a una presión externa.

Es fundamental realizar el cálculo de estos espesores previos el cálculo térmico de los intercambiadores, ya que la influencia del mismo es muy importante, un cambio de

espesor puede modificar considerablemente la pérdida de carga en los tubos, la resistencia térmica debida a la pared del tubo, etc.

Para determinarse el espesor mínimo requerido para un tubo sin curvar sometido a un esfuerzo de presión interna se utilizará la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P \cdot d_o}{2S + 0,8P} \quad (\text{Ec 6.4.1.1.}) [34]$$

dónde:

- P= Presión de diseño (psi)
- do=diámetro externo del tubo (inch)
- S=tensión admisible a temperatura diseño (psi)
- t=espesor del tubo (inch)

Por otro lado, se configuraran los tubos en los intercambiadores curvados en U, es decir de 2 o 4 pasos del fluido por los tubos. Este tipo de configuración es típica en este tipo de intercambiadores por su menor coste y simplicidad frente a los de cabezal flotante. Además, esta forma en U de los tubos permite una mejor dilatación de los tubos frente a los cambios de temperatura, ya que no encontrarán limitaciones ni objetos que impidan su movimiento para compensar las diferencia de temperatura del fluido a su paso, frente a una configuración de tubo recto, con dos placas tubulares fijas y juntas de expansión en la carcasa, o placas tubulares de cabezal flotante.

El espesor calculado mediante la ecuación 6.4.1.1., se corresponde con el cálculo del espesor necesario para el tramo recto de los tubos, y deben ajustarse teniéndose en cuenta ese posterior curvado en U. Durante el proceso de fabricación de dichos tubos tendrán que ser doblados, produciéndose una reducción de la sección de los mismos y por tanto, del espesor del tubo en dicho proceso de fabricación. Esta variación de espesor será de entorno al 10% en el peor de los casos, que se corresponderá con el que tenga los tubos con un menor radio de curvatura, es decir, en la primera línea de tubos del intercambiador.

En este caso, utilizando la expresión marcada por normativa TEMA [35] para el espesor en caso de tubos curvados, se obtendrá el valor para el espesor del tubo ya curvado:

$$tr = t \cdot \left(1 + \frac{do}{4 \cdot Rmin}\right) \quad (\text{Ec 6.4.1.2})$$

dónde

- Rmin: radio de curvatura mínimo de los tubos

El Rmin de la ecuación 6.4.1.2, tendrá un valor mínimo, por normativa TEMA [35], de 1,5 veces el diámetro exterior del tubo.

Para el cálculo del espesor de tubo por presión externa, se considerará el tubo como un recipiente sometido a presión externa. El espesor para el tramo recto requerido se determinará a partir de la expresión de acuerdo al código ASME [36], en la sección UG-28. Para el cálculo por presión externa, se utilizará el programa Codecalc, considerando el tubo como una superficie cilíndrica sometida a una la presión externa correspondiente a la presión de diseño. De esta manera, se determina el espesor de un tramo recto de tubo sometido a las condiciones de diseño, y para determinar el espesor del tubo curvado, se utilizará la misma ecuación 6.4.1.2 que en el caso del cálculo por presión interna.

Cuando los tubos del intercambiador se encuentran en condiciones de operación, el material de la parte curva del tubo es susceptible de disminuir su tensión admisible y crear facturas en el material. Es necesario por tanto, durante el proceso de fabricación, y tras el doblado de las horquillas, realizar un proceso de alivio de tensiones mediante el tratamiento térmico de esa zona.

En ocasiones, pueden producirse fallos en los tubos durante el proceso de fabricación, o bien por defectos de material, los cuales serían muy perjudiciales cuando el equipo entrase en funcionamiento. Para poder detectar esas anomalías, se realiza una prueba hidrostática en los tubos siguiéndose las indicaciones del código ASME VIII División I [36]. Estas pruebas ser realizaran en el taller de fabricación de los tubos, pero también en el taller de fabricación del intercambiador, una vez realizado el montaje del

intercambiador al completo. Si se detecta alguna anomalía en el proceso de producción del tubo, se procederá a su reemplazo por alguno de los fabricados como repuesto, o se fabricará uno nuevo. Sin embargo, si el fallo se detecta una vez se ha ensamblado todo el intercambiador, estando el tubo inaccesible para su reemplazo, se produce el sellado de ese tubo mediante un tapón de acero que se soldará en la ambas extremos, tanto el orificio de entrada como el de salida.

Para compensar este posible efecto de reducción de área, se debe realizar un sobredimensionamiento del equipo en la fase previa de diseño.

#### *6.4.2 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LAS ENVOLVENTES O CARCASAS.*

Para la elección del material a utilizar para la carcasa del intercambiador, se ha de tener en cuenta en primer lugar, cual va a ser su proceso de fabricación. Al tratarse de intercambiadores de una longitud de carcasa elevada, en torno a los 10 metros, la construcción de la misma se realizará por medio de la unión de varias secciones de chapa a las que se les conferirá forma cilíndrica y que estarán soldadas entre sí.

Por lo tanto, el material a escoger para la carcasa debe ser uno específico de chapa, en este caso, al trabajar siempre por debajo del límite de los 426°C (800F) marcados por la normativa ASME [36]. Se utilizarán materiales de acero al carbono, los cuales son mucho más económicos que un acero aleado o bien aceros inoxidable, como fue comentado en el caso de la elección de los materiales de los tubos en el punto 6.4.1.

Dentro del rango de los aceros al carbono utilizados y permitidos por el código HEI (ver tabla 6.4.1.1) para este tipo de intercambiadores se encuentran los siguientes materiales:

- SA-36
- SA-285, Grados A, B y C
- SA-515, Grados 60 y 70
- SA-516, Grados 60 y 70

Al igual que se procedió con los materiales de los tubos, se comparará los diferentes materiales con las propiedades mecánicas de los materiales de virola, de manera que se pueda apreciar cuál será la elección óptima. El material que se seleccione, será utilizado tanto para las virolas de la zona *Shell* o envolvente, como para las pertenecientes a la cámara *channel*, o cámara de retorno, de los intercambiadores de baja presión en esa cámara de retorno-.

#### 6.4.3 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LAS PLACAS TUBULARES.

Para la selección de la calidad del material en la que estarán fabricadas las placas tubulares de los intercambiadores, se procederá a estudiar diferentes materiales de forjas, ya que para la fabricación de este elemento, casi crítico, se busca que las propiedades sean lo más homogéneas posible.

Los materiales aceptados por el código HEI [34] de intercambiadores de calor para componentes fabricados en forja reflejados en la tabla 6.4.1.1 son:

- SA-105
- SA-182
- SA-266
- SA-350

El primero de ellos, el SA-105, por especificación del código ASME [34], no es de utilización de componentes de dimensiones tan grandes como son las placas tubulares, sino únicamente para la fabricación de conexiones o elemento de dimensiones reducidas. Por esta razón, este material será desechado para este fin, aunque sí que será considerado para su utilización en las conexiones principales del intercambiador.

Para el caso de los materiales en calidad SA-182, son específicos para aceros inoxidables y tendrán por tanto unas muy buenas propiedades a altas temperaturas, mucho mayores a las que tendrán que operar los equipos, y cuyo coste es mucho mayor que el de cualquier otro acero al carbono, como es el caso de los SA-266 y SA-

350. Este es el principal motivo por el que tampoco se considerará este tipo de material.

Para la selección entre los dos restantes, se procede de igual manera que con otros componentes, se analizarán sus propiedades mecánicas a diferentes temperaturas y se seleccionará aquel que más convenga para las condiciones normales de operación. Para ambos materiales, se estudiarán 2 grados diferentes, Grados 1 y Grado 2, los cuales se diferencian principalmente en el proceso llevado a cabo hasta la obtención de la pieza final.

#### *6.4.4 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LAS CONEXIONES.*

Como se comentó en el punto 6.4.3 de selección del material para la placa tubular, para el caso de las conexiones principales de alimentación de los intercambiadores, se tendrán en cuenta los siguientes materiales en forja típicos:

- SA-105
- SA-182
- SA-106

Los dos primeros son materiales típicos en la utilización para las conexiones en caso de ser requeridas conexiones forjadas. Una conexión deberá ser forjada, cuando debido a las condiciones de operación y diseño de los intercambiadores, sus dimensiones de espesor no se ajusten a las nominales de tuberías estándar existentes en mercado. Entre los dos materiales, ambos se corresponden, como se ha indicado anteriormente a materiales de forja, correspondiéndose el primero a componentes en acero al carbono (SA-105), y el segundo para componentes en acero inoxidable (SA-182).

En caso de ser válidas dimensiones de conexiones de acuerdo a espesores nominales de tuberías estándar, el material típico en carbono a utilizar será el SA-106, y más concretamente en su grado B.

Tanto los materiales en calidad SA-105, como los materiales en SA-106-B, son comúnmente utilizados, no solo para este tipo de intercambiadores de calor, sino también para todo el sistema de tuberías de todo tipo de centrales de producción de energía.

#### 6.4.5 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LAS PLACAS SOPORTE

Por último se seleccionará el material del que estarán fabricadas las placas soporte y los diferentes *baffles* o difusores internos de los intercambiadores. Estos componentes serán básicamente discos o secciones circulares de chapa. Los materiales recomendados para estos componentes por el código HEI [34] son:

- SA – 36
- SA – 240
- SA – 285
- SA – 515
- SA – 516

Al igual que en los puntos anteriores de selección de materiales, debido a las condiciones de operación y diseño de los intercambiadores, se utilizarán materiales de acero al carbono, en vez de materiales aleados o inoxidable, los cuales tiene un precio considerablemente mayor. Por este motivo, se desecha todos aquellos materiales SA-240, los cuales corresponden a diferentes aleaciones de aceros inoxidables.

Para una selección final del material a utilizar, se tendrá en cuenta que estos materiales no se consideran sometidos a diferenciales de presión, y que por tanto, no tendrán unas condiciones de operación tan crítica. Sus dimensiones, por tanto, no estarán determinadas por cálculos de espesor, sino que se ajustarán a las marcadas en las diferentes normativas TEMA [35] y código de diseño HEI [34]

Se realizará una comparación entre las propiedades de los materiales, y se seleccionará aquel que se considere óptimo, no solo para cumplir con los requisitos

requeridos para el correcto funcionamiento y operación, sino el que resulte también económicamente más viable.

### **6.5 DISEÑO TÉRMICO DE LOS INTERCAMBIADORES.**

Una vez sean definidas las condiciones de operación, las condiciones de diseño de cada intercambiador y los materiales que intervendrán en los componentes principales de los intercambiadores, el siguiente paso a realizar es el dimensionamiento de los intercambiadores por medio de la realización de los cálculos térmicos de cada uno de ellos.

Un aspecto fundamental para el diseño térmico de los intercambiadores es la definición del fluido que recorrerá cada zona, qué circulará por el interior de los tubos, y qué por el exterior, es decir por la envolvente.

Previamente a la realización en sí de los cálculos, se identificarán las condiciones a las que trabajan cada una de las cámaras principales que conforman el intercambiador, como son el lado carcasa o el lado de la envolvente, que es la región donde se alojaran los tubos, o el lado *Channel* o lado tubo, que es la región formada por el interior de los tubos y la zona de retorno. Se analizarán cuáles son dichas condiciones y en función de ellas y del fluido que circula, se verificará qué tipo TEMA (Ver Anexo “A”) de intercambiador carcasa-tubo se escogerá.

Para el correcto dimensionamiento del intercambiador, se utilizará el programa de software “HTRI Xchanger Suite” (Heat Transfer Research, Inc) , comúnmente utilizado para el diseño térmico de intercambiadores, no solo para generación de vapor o en el sector de la energía, sino también muy extendido en el sector de *Oil & Gas*.



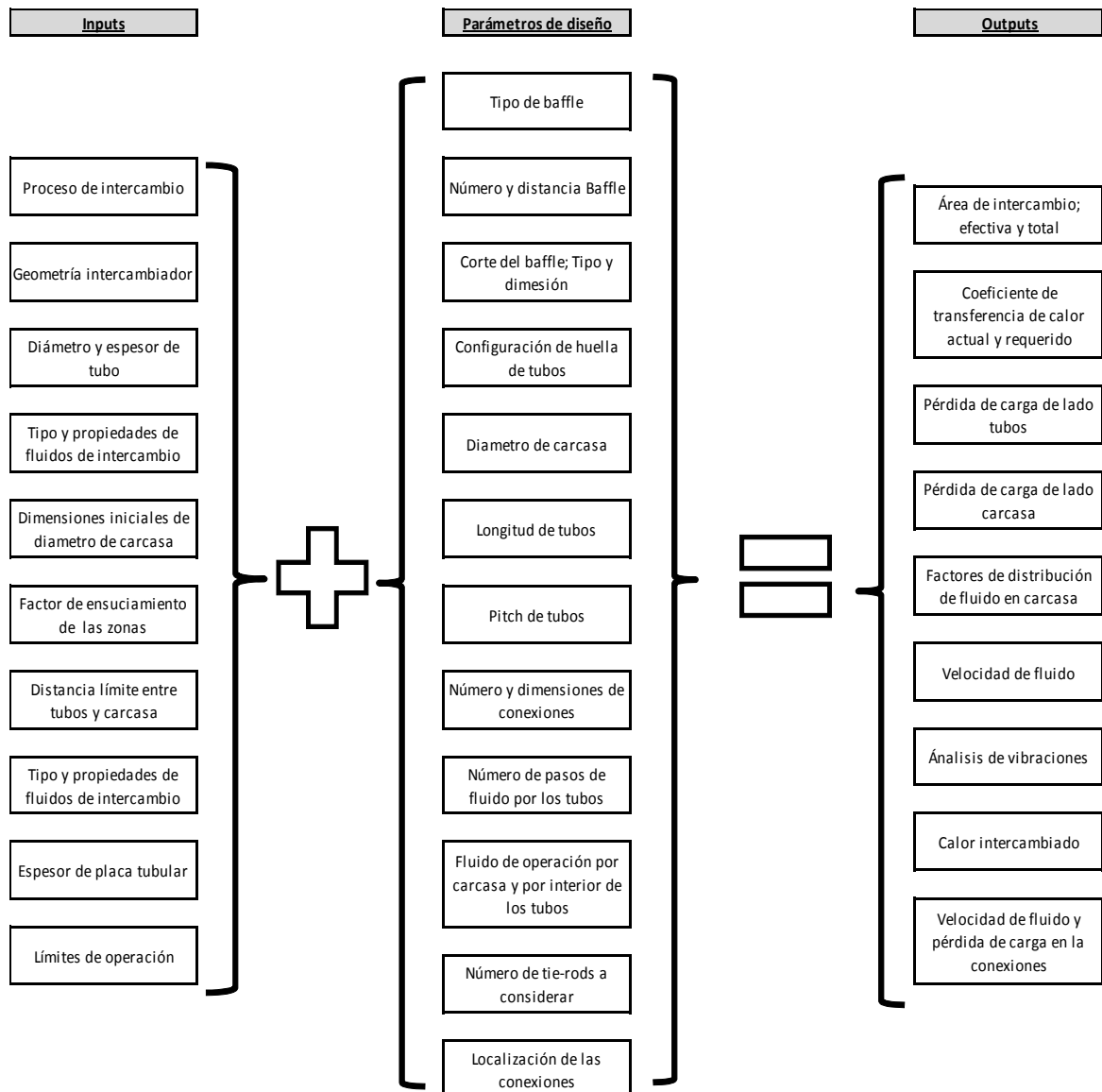


Figura. 6.5.1. Esquema de funcionamiento de programa HTRI.

Fuente: Elaboración propia.

En la Figura. 6.5.1, se muestra un esquema simplificado del funcionamiento del programa HTRI, con los principales parámetros de configuración, los datos de introducción del programa, y los resultados que el programa facilita. Con la ayuda del programa, y tras varias iteraciones modificándose los parámetros de diseño, se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor para producir el intercambio térmico deseado, y a su vez por medio de la temperatura media logarítmica, calcular el área necesaria de tubos.

La ecuación a seguir para la determinación del área necesaria utilizada por el programa, se describe en el código HEI [34], y que se recoge en libros de transferencia de calor como, por ejemplo “*Fundamentos de transferencia de calor*”, Incropera, F. P. y DeWitt, D.P [43].

$$Q = U \cdot A \cdot EMTD = U \cdot A \cdot LMTD \cdot F \quad (\text{Ec 6.5.1})$$

donde:

- Q: Potencia térmica intercambiada (Btu/h).
- U: Coeficiente de transmisión global de calor (Btu/h·ft²·°F).
- A: Área de intercambio de calor (ft²).
- EMTD: Diferencia media logarítmica de la temperatura (°F), siguiendo a su vez la ecuación:

$$EMTD = LMTD \cdot F \quad (\text{Ec 6.5.2})$$

- F: factor de corrección que depende del tipo de intercambiador. Se determinará en función de las configuraciones del intercambiador y siguiendo las gráficas del factor de corrección que se encuentran en la código HEI de intercambiadores.
- LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference) que dependerá del intercambiador y de la configuración seleccionada. Que según la configuración de los intercambiadores, y del paso del fluido por la carcasa en relación a los tubos, seguirá las ecuaciones:

- o Ecuación con paso de fluido con flujo contracorriente:

$$LMTD = \frac{(T_i - t_o) - (T_o - t_i)}{\ln\left(\frac{T_i - t_i}{T_o - t_o}\right)} \quad (\text{Ec 6.5.3})$$

donde  $T_i$  y  $t_i$  son las temperaturas de entrada del lado carcasa y de los tubos, respectivamente, y  $T_o$  y  $t_o$  las respectivas temperaturas de salida.

- Ecuación con paso de fluido flujo paralelo:

$$LMTD = \frac{(T_i - t_i) - (T_o - t_o)}{\ln\left(\frac{T_i - t_o}{T_o - t_i}\right)} \quad (\text{Ec 6.5.4})$$

donde  $T_i$  y  $t_i$  son las temperaturas de entrada del lado carcasa y de los tubos, respectivamente, y  $T_o$  y  $t_o$  son las respectivas temperaturas de salida.

A su vez, para determinar el coeficiente de transmisión global de calor, se tendrán en cuenta todas las resistencias térmicas aparecidas en el intercambiador, siguiendo la siguiente ecuación [43]:

$$U = \frac{1}{\sum R_t} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_o} + r_o\right) \cdot \left(\frac{1}{E_f}\right) + r_w + r_i \cdot \left(\frac{A_o}{A_i}\right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_o}{A_i}\right)} \quad (\text{Ec 6.5.5})$$

dónde:

- $U$ : Coeficiente global de transferencia de calor (sucio)
- $h_o$ : coeficiente de transferencia de convección en fluido lado carcasa
- $h_i$ : Coeficiente de transferencia de convección en fluido en lado tubos
- $r_o$ : Resistencia por ensuciamiento en lado exterior de la superficie de los tubos
- $r_i$ : Resistencia por ensuciamiento en lado interior de la superficie de los tubos
- $r_w$ : Resistencia de la pared de los tubos, referida a la superficie exterior de la pared de los tubos, incluyendo la superficie extendida si la hubiera
- $A_o/A_i$ : Ratio de superficie exterior /superficie interior de los tubos
- $E_f$ : Eficiencia de las aletas (donde aplique)
- Unidades de  $U$ ,  $h_o$  y  $h_i$  en (Btu/h.ft<sup>2</sup>.°F) y de  $r_o$ ,  $r_i$  y  $r_w$  en (h.ft<sup>2</sup> °F/Btu).

Para el cálculo térmico, y de manera que se pueda considerar la resistencia térmica debido al factor de ensuciamiento de los fluidos, se considerará un factor de ensuciamiento idéntico para ambos fluidos. El valor de este factor de ensuciamiento será de 0,00018m<sup>2</sup>\*K/W, valor típico para este tipo de fluidos (agua, vapor y aceite

térmico) e indicados y recomendados para este tipo de aplicaciones en norma para diseño de intercambiadores TEMA [35]. Este factor de ensuciamiento permitirá dimensionar los equipos de manera que se garantice la producción de vapor aun con una pequeña capa de suciedad tanto en los tubos, como en el resto de los componentes que intervienen en el intercambio térmico y que penaliza la transferencia de calor.

Otro de los factores a considerar en el diseño térmico de los intercambiadores es la pérdida de carga máxima disponible en ambas cámaras, tanto el lado tubo del intercambiador como en la envolvente.

Para la determinación del valor de pérdida de carga del fluido en el lado tubo de los intercambiadores, se utilizarán los resultados obtenidos en el programa de diseño térmico, y se tendrán en cuenta en todo momento los máximos valores permitidos, no solo unitariamente en cada intercambiador, sino también en el global de toda la línea de producción de vapor o de circulación del aceite térmico.

Para el caso del lado carcasa o envolvente, para determinar el valor de la pérdida de carga, se deberán tener en cuenta ciertos factores internos, como son el tipo de difusores a usar, separación de los mismos, diámetros de la carcasa, configuración de la huella de los tubos, además del tamaño de las conexiones del equipo y otros parámetros e ir variando dichos parámetros para conseguir optimizar el diseño térmico.

Los intercambiadores se diseñarán para ser dispuestos en posición horizontal, con el fin de simplificar los apoyos necesarios para la sujeción del intercambiador y facilitar las futuras operaciones de mantenimiento necesarias en este intercambiador. Esta disposición implicará no sea necesaria la utilización de ninguna estructura ni escalera para consulta de niveles o valores de los sensores que estén emplazados.

Por otro lado, indicar que los equipos se diseñarán con un sobredimensionamiento del 5% al 6% aproximadamente. Este sobredimensionamiento se considerará como margen de seguridad en el diseño de los equipos, de modo que se pueda garantizar que se cumplirán las condiciones de salida deseadas del vapor. Este 5% equivale a un incremento de en torno a 0,5°C de temperatura en el vapor.

Con todos los parámetros que serán enunciados a lo largo de este capítulo definidos, se puede proceder con la utilización del programa HTRI para el cálculo térmico, teniendo que realizarse varias iteraciones y ajustes entre los diferentes parámetros indicados de dimensiones de la carcasa, longitud de los tubos, tamaño de conexiones (fijadas en la especificación), difusores necesarios para eliminar las vibraciones, ajuste de las pérdidas de carga, y sobre todo, obtener el intercambio deseado, de manera que se pueda obtener el área requerida.

Igualmente, se deberán realizar diferentes iteraciones entre las diferentes etapas que componen el sistema de generación de vapor, de manera que se ajusten las diferencias obtenidas entre los procesos teóricos iniciales y los resultados obtenidos en el diseño de los intercambiadores, de manera que las entradas y salidas entre los equipos se ajusten y adapten, consiguiéndose un sistema equilibrado.

A continuación se describen los principales parámetros que permiten modificar y optimizar el diseño térmico de los intercambiadores.

#### 6.5.1 SELECCIÓN DE LOS DIFUSORES LONGITUDINALES Y TRANSVERSALES.

Tal y como se indicó en el punto 6.3.6, dentro de las carcasas se encuentran las placas soporte y los difusores, ya sean los posicionados longitudinalmente, como los transversales. Según la configuración de los difusores longitudinales, el intercambiador tendrá uno, dos, o varios pasos de fluido por la envolvente. Las carcasas tipo F, G y H tienen deflectores longitudinales (ver Anexo “A”).

La principal función de estos difusores transversales es la de dar rigidez al haz tubular a la vez que, redirigen el fluido a través de los tubos a lo largo de la carcasa. La configuración de los difusores transversales es muy variable, pudiendo ser de los siguientes tipos reflejados en la figura 6.5.1.1. Cada uno de los tipos de difusores transversales tiene sus ventajas e inconvenientes.

Dentro de los diferente tipo, los difusores más eficaces térmicamente son los *Single segmental* (una sola sección de paso), sin embargo la pérdida de carga que provocan

en el diseño del intercambiadores es muy elevada, por lo que el número de difusores que se podrán utilizar, para cumplir las pérdidas de carga especificadas, es muy pequeño. Un número escaso de difusores, darían lugar a poca sujeción de los tubos, con el consiguiente problema de exceso de vibraciones internas. Para evitar estos problemas, se pueden utilizar los difusores segmentados o *double segmental*, los cuales reducen considerablemente la pérdida de carga producida, con lo que se puede utilizar un gran número de ellos en comparación con los *single segmental*.

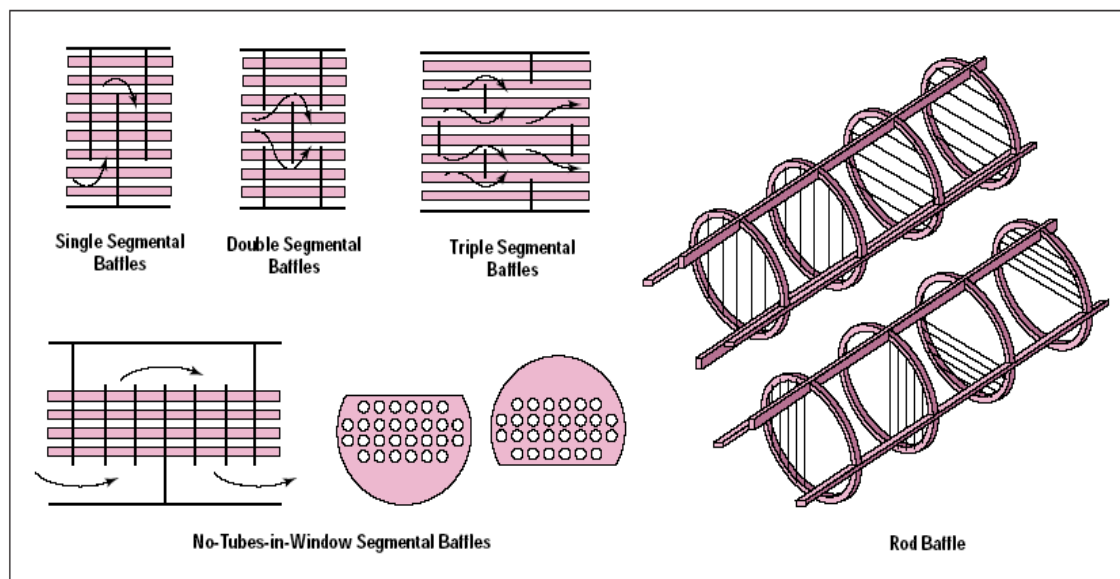


Figura: 6.5.1.1: Clases y tipos de difusores transversales

Fuente: Manual FWES Solar Heat Exchangers [37]

Un tercer tipo de difusores serían los NTIW (*No Tubes In Window*), los cuales se caracterizan por carecer de tubos en las ventanas, de manera que los tubos se encuentran sujetos por los difusores y no hay secciones de tubo sin soportar. Son muy parecidos a los simples, con la salvedad de que en este caso, la gran diferencia radica en que se utilizan placas soporte entre difusores, de manera que proporcionen rigidez al haz tubular. Gracias a estas placas soporte, se reduce el problema de vibraciones. Sin embargo, este último caso es el menos eficiente térmicamente, ya que por lo general, la separación entre difusores es muy elevada y no se consigue distribuir el fluido térmico de manera que se optimice en intercambio de calor, atravesando este fluido la carcasa longitudinalmente, se aumenta el flujo paralelo a los tubos, y no el de cruce, que es que el ayuda a que se aumente el intercambio de calor.

Por último, se encuentran los *Rod-baffle*, los cuales, no permiten redirigir el fluido en las direcciones deseadas, y solamente dan soporte a los tubos.

Se deberá tener en cuenta a la hora de distribuir los difusores en cada intercambiador, de no sobrepasar los límites marcados por normativa TEMA [35], la cual indica que los difusores para equipos con diámetros comprendidos entre 800mm y 1200mm no pueden estar separados una distancia mayor unos 1010mm.

### 6.5.2 CONFIGURACIÓN DE LA HUELLA DE TUBOS.

La configuración de tubos puede ser de cuatro formas diferentes, según el ángulo de ataque del fluido sobre los propios tubos. Ordenados de mayor a menor eficiencia térmica, las configuraciones posibles son: 30°, 60°, 90°, 45°. Estas configuraciones típicas se muestran en la figura 6.5.2.1.

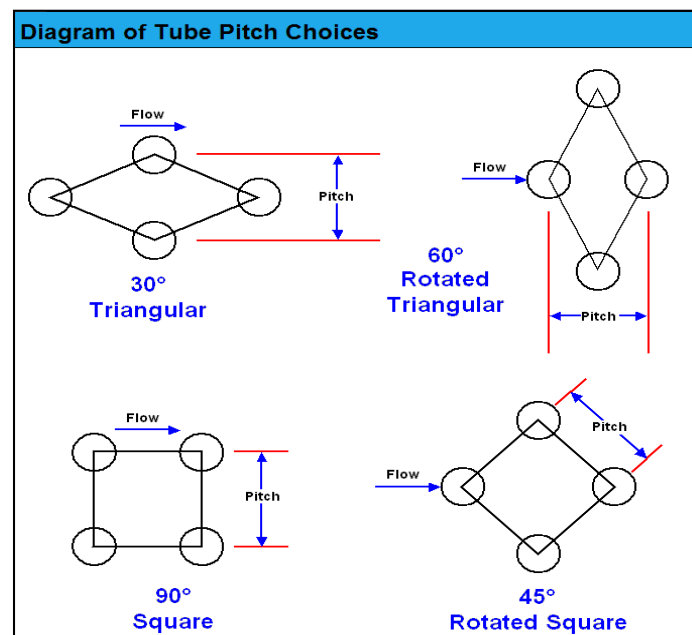


Figura 6.5.2.1: Diferentes configuraciones de huella de los tubos

Fuente: Manual FWES Solar Heat Exchangers [37]

Para que los tubos estén lo más compactos posibles, se tenderá a utilizar la configuración de tubos en 30°, con una separación de tubos de un ratio de 1,33 veces el diámetro externo de tubos (21,167mm), mínimo típicamente permitido. En caso de

tener problemas con la pérdida de carga en el lado carcasa, se tendrá que aumentar dicho valor siguiendo los valores marcados por norma (1,33; 1,5; etc.). La principal ventaja de esta configuración en 30º, es que permite colocar muchos más tubos en la misma superficie que las configuraciones de 90 y 45º, y además consigue que el fluido incida mejor sobre los tubos respecto del ángulo de 60º. Esta ventaja ayudará a que las dimensiones del intercambiador sean más compactas.

El radio mínimo de curvatura de los tubos estará determinado por la normativa TEMA [35], y será de 1,5 OD (Diámetro exterior del tubo). Por consiguiente, para el caso de estudio de los diferentes intercambiadores, considerando un tubo de 15,875mm, su valor mínimo de radio de curvatura será de 23,8mm.

Una vez fijada la huella de los tubos y el radio de curvatura mínimo, debe tenerse en consideración los límites establecidos por los fabricantes para la longitud de los tubos, la cual no debe exceder de 25m de longitud total. Se habrá de tener en cuenta en cada intercambiador que la fila con mayor radio de curvatura, la cual será obviamente la de mayor longitud, no sobrepase esa longitud máxima.

Para determinar la longitud máxima se utilizará las expresiones siguientes:

$$R_{\text{maxtubo}} = R_{\text{curv}} + \frac{\text{pitch} \cdot \cos(\alpha)}{2} \cdot (n^{\circ}_{\text{filas}} - 1) \quad (\text{Ec 6.5.13})$$

$$\text{Longitud máxima tubos} = 2 \cdot L_{\text{tubo}} + \pi \cdot R_{\text{maxtubo}} \quad (\text{Ec 6.5.14})$$

### 6.5.3 CONFIGURACIÓN DEL NÚMERO DE TIRANTES.

En el diseño de cada intercambiador, se debe también fijar el número de tirantes o *tie-rods* que formarán parte del haz tubular. Estos tirantes tienen como principal función dar rigidez al haz tubular y de unión de los difusores. Para este tipo de intercambiadores, el número de tirantes esta por normativa TEMA [35], y cuyos valores se indican en la tabla 6.5.3.1. Para las dimensiones típicas de este tipo de intercambiadores, el número recomendado esta en torno a 8 y 10 unidades.



TEMA Standards, Number and Size of Tie Rods		
Shell ID, mm (in.)	Tie rod diameter, mm (in.)	Minimum tie rods
152.4 – 381 (6 – 151)	9.525 (0.3750)	4
406.4 – 685.8 (16 – 27)	9.525 (0.3750)	6
711.2 – 838.2 (28 – 33)	12.700 (0.5000)	6
863.6 – 1219.2 (34 – 48)	12.700 (0.5000)	8
1244.6 – 1524 (49 – 60)	12.700 (0.5000)	10
1549.4 – 2540 (61 – 1002)	15.875 (0.6250)	12

Tabla 6.5.3.1: Número de tirantes en función dimensiones de la carcasa

Fuente: Norma TEMA [35]

#### 6.5.4 OTROS PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR.

Otros parámetros que se deben configurar en los diferentes intercambiadores son las limitaciones de espaciado de los elementos internos del intercambiador respecto a su envolvente. Los principales parámetros a determinar y limitar son:

- Separación de los difusores a la carcasa, valor que se fijará en unos 5mm radiales, ya que se tiene que tener en cuenta un pequeño espacio para el montaje de los equipos, que a su vez sea lo menor posible para que circule por ese espacio la menor cantidad de fluido.
- Tamaño de los taladros de los difusores o de las placas soporte, dependiendo de cada caso. Dicho valor estará fijado por normativa TEMA [35], y cuyos valores se muestran en la tabla 6.5.4.1.

TEMA Standards, Tube-to-Baffle Clearance	
Tube OD > 31.75 mm (1.25 in.): Default = 0.793 75 mm (0.03125 in.)	
Tube OD < 31.75 mm (1.25 in.):	
• Span > 914 mm (36 in.):	Default = 0.396 875 mm (0.015625 in.)
• Span < 914 mm (36 in.):	Default = 0.793 75 mm (0.03125 in.)

Tabla 6.5.4.1: Tamaño de los taladros de los difusores en función del tamaño de los tubos

Fuente: Norma TEMA [35]

Estos parámetros de separación y dimensión de los taladros en los difusores, dan lugar a las diferentes regiones de desvío del fluido en la envolvente, y que se pueden apreciar en la figura 6.5.4.1. Es importante reseñar, que se debe intentar que el flujo principal de fluido siga la región B, ya que cuanto mayor sea su valor, mejor será el modo en el que estará operando el intercambiador.

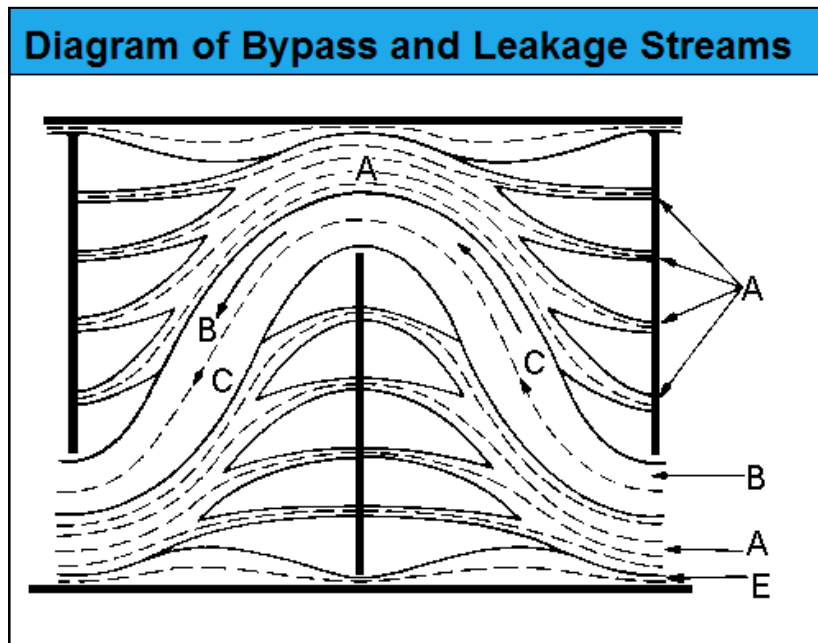


Figura 6.5.4.1: Diagrama distribución fluido de un intercambiador en la carcasa.

Fuente: Manual FWES Solar Heat Exchangers [37]

Estos parámetros son válidos para aquellos intercambiadores pertenecientes a la etapa de precalentamiento, sobrecalentamiento y recalentamiento, pero el caso del evaporador se particularizará y describirá brevemente.

#### 6.5.5 PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DEL EVAPORADOR.

El intercambiador evaporador es un equipo fundamental, ya que en él se producirá la ebullición del agua. Su distribución de fluidos es contraria a la considerada en los casos anteriores, es decir:

- Lado tubos: Aceite Térmico.
- Lado Carcasa: Agua/Vapor.

Esta distribución, aunque penalice en cuanto a las dimensiones y espesores que se obtendrán en la carcasa, es necesaria, ya que por funcionamiento de este tipo de intercambiadores tipo *Kettle* (figura 6.5.5.1), el agua permanece embalsada en el interior de la carcasa. En el interior de esta carcasa, se producirá la ebullición lentamente de esta agua embalsada, por medio del intercambio térmico entre esta agua y el calor que desprenden los tubos por los que fluye el aceite térmico.

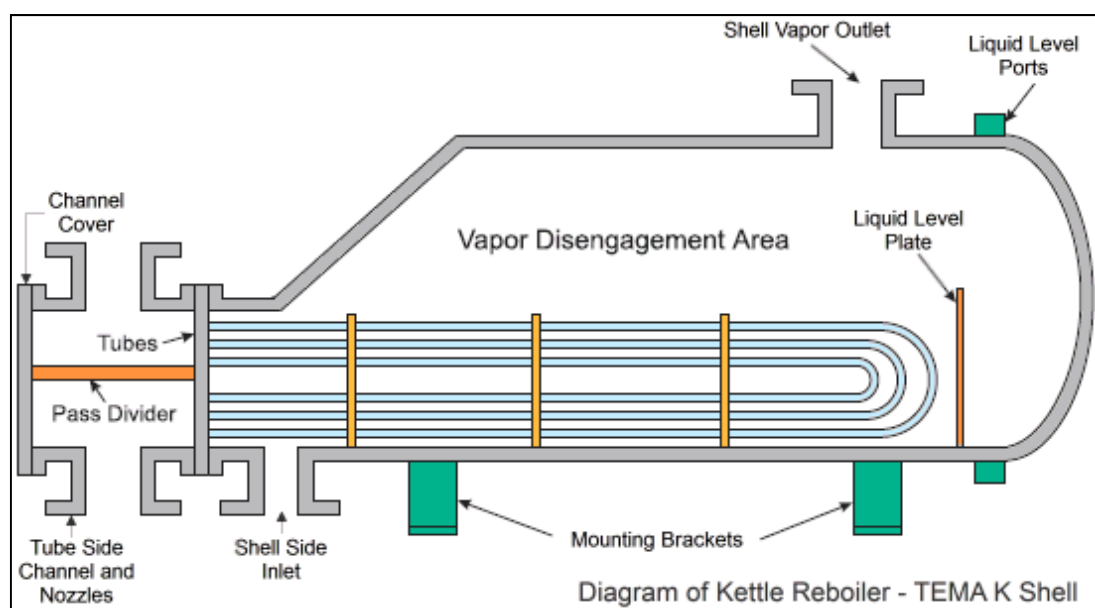


Figura 6.5.5.1: Imagen sección de un intercambiador tipo *Kettle*.

Fuente: Manual FWES Solar Heat Exchangers [37]

Una alternativa a este tipo de intercambiadores, sería la utilización de un calderín (figura 6.5.5.2), junto con intercambiadores de calor evaporadores, donde se produciría el vapor por medio de recirculación forzada. Este diseño basado en calderín tiene el principal inconveniente de hacer necesario una mayor cantidad de agua para su posterior recirculación, junto con la necesidad de la utilización de bombas extras, en el circuito del agua/vapor para conseguir una correcta circulación del fluido, y un entramado de tuberías que harían un diseño mucho más complicado.

Otro factor a tener en cuenta son las dimensiones necesarias del calderín. Las dimensiones de este equipo serían ligeramente inferiores a las necesarias un evaporador tipo *Kettle*, con lo que el coste de ambos equipos sería casi idéntico. Pero, además del calderín, esta configuración necesitaría de los intercambiadores de calor

evaporadores, una gran cantidad de tuberías, ya que constarían de múltiples conexiones, y una estructura que soportase el calderín. Por todo esto, esta configuración es desechada, ya que su coste será mucho mayor que la utilización de un intercambiador tipo *Kettle*.

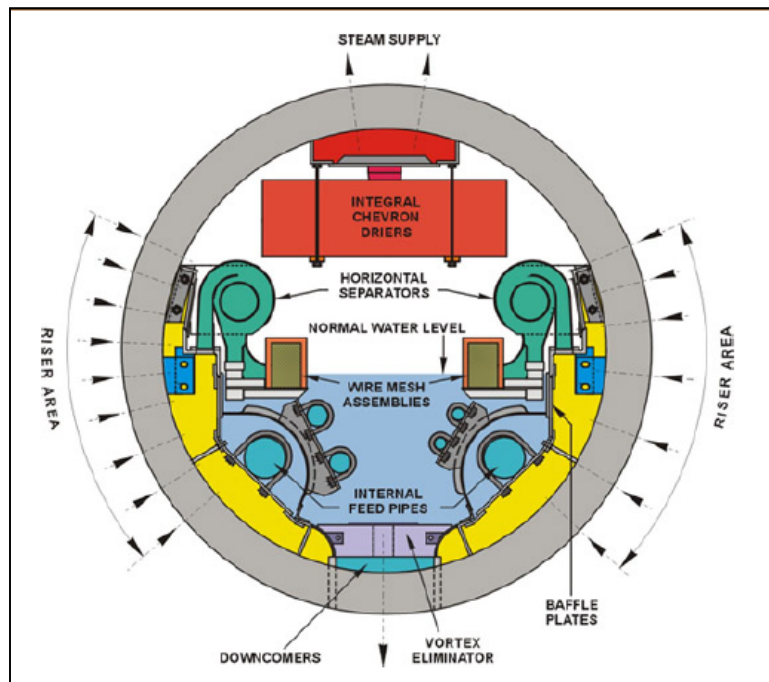


Figura 6.5.5.2: Imagen sección interna de un calderín.

Fuente: Apuntes Sistemas Térmicos UC3M [46]

Con los parámetros enunciados definidos y con la ayuda del software HTRI, tras realizarse varias iteraciones, se obtienen las dimensiones necesarias de cada intercambiador de manera que, cada equipo sea capaz de realizar el intercambio de calor necesario para, precalentar, evaporar, sobrecalentar y recalentar, según corresponda. Pero, para dar por finalizado el diseño de los intercambiadores, se deberá hacer un dimensionamiento por medio de cálculo mecánico, en el que se determinaran los espesores de los principales elementos sometidos a presión que trabajan en el intercambiador.

## 6.6 **DISEÑO MECÁNICO DE LOS INTERCAMBIADORES.**

El cálculo mecánico de los intercambiadores de calor del sistema de generación de vapor objeto de este proyecto, es una fase imprescindible para el diseño final de los mismos. Partiendo del cálculo térmico, el cual ha permitido tener unas dimensiones generales y un área necesaria de transferencia para producirse el intercambio deseado, se realizará pertinente cálculo mecánico, en el que se obtendrán los espesores de los diferentes elementos sometidos a presión de los intercambiadores de calor. Conociendo los espesores, se tendrá idea del peso de las distintas zonas y componentes, con vistas a desarrollar una optimización del diseño, en función de dichos pesos y dimensiones que indiquen la viabilidad a la hora de transportar los equipos hasta la central termosolar.

En el cálculo mecánico de los intercambiadores se procederá a calcular los espesores necesarios, de los elementos principales, en función de las condiciones de presión y de temperatura determinadas y prefijadas como de diseño de los mismos.

Como se puede observar en el “ANEXO C: Modelo de cálculo mecánico”, el estudio está dividido según las siguientes zonas o componentes de los intercambiadores:

- Cámara *channel*.
- Cámara Shell.
- Cabeza de lado Shell
- Conexiones de entrada y salida de lado *channel*.
- Conexiones de entrada y salida de lado Shell.
- Cierre bridado de cámara *Channel*.
- Placa tubular.

El estudio del diseño mecánico consiste en analizar, componente a componente, y según unos datos de entrada los siguientes puntos:

- Espesores de cada componente y de las conexiones en condiciones de presión interna.

- Espesores de cada componente y de las conexiones según condiciones de presión externa (este estudio consiste en comprobar que los espesores calculados para presión interna aguantan en condiciones de presión externa).
- Cálculo de las máximas temperaturas admisibles de los materiales utilizados en cada componente y en las conexiones.
- Volúmenes y pesos de los componentes y conexiones.
- Cálculo de los espesores de las conexiones.
- Cálculo de las áreas de refuerzo utilizadas en las conexiones si las hubiere.
- Cálculo espesor necesarios para la placa tubular.

Los cálculos mecánicos se realizan bajo los procedimientos fijados en el Código de diseño ASME VIII División I (American Society Mechanical Engineer) [36] y mediante la utilización del programa de software *Codecalc*, el cual recoge todos los apartados de dicho código ASME.

Como complemento a los cálculos, se considerarán los siguientes factores de seguridad en los cálculos mecánicos:

- Las tensiones generadas en los componentes del equipo por la presión interna/externa serán comparadas con tensiones admisibles del material seleccionado para componente, de manera que se pueda garantizar el comportamiento elástico de todos y cada uno de los componentes estudiados.

$$\sigma_{adm} = \sigma_{fluencia} / 1,5 \quad (\text{Ec 6.6.1.})$$

- Se considerará un sobre espesor en los materiales debido a la consideración de existencia de corrosión que ocurrirá en el periodo de operación de los intercambiadores y que provocará una pérdida del mismo. El valor considerado en los cálculos es de un extra de 3mm, por ser todos los componentes de los intercambiadores de acero al carbono.

El método que se utilizará para el cálculo mecánico por el programa *Codecalc*, consiste en la aplicación directa de una serie de fórmulas basadas en el código ASME [36], que se complementarán aplicando unos conceptos, fórmulas y factores de corrección en

base a la experiencia adquirida. También se utilizarán métodos iterativos de cálculo, de forma que al introducir como datos unos valores iniciales estimados, ajustándose tras dicho métodos iterativos a la solución óptima.

En resumen, el método que se aplicará para la realización de los cálculos se puede desglosar en las siguientes etapas:

- Aplicación serie de fórmulas basadas en ASME VIII División I para el cálculo de espesores de los componentes y en la experiencia.
- Aplicación de una serie de factores de corrección basados exclusivamente en la experiencia, de manera que se ajusten a valores comerciales o estándares.
- Aplicación de un proceso iterativo para buscar la solución óptima.
- Verificación de que la solución obtenida está dentro de los valores admisibles o límites.
- Si la solución está dentro de los límites, se coge ésta como solución del cálculo mecánico del componente en cuestión. En caso contrario, el programa informático *Codecalc* informa de que hay algún fallo de diseño, por lo que habría que repetir los cálculos del componente o los componentes que no son aptos.

Este método se realiza componente a componente hasta que el cálculo mecánico del intercambiador esté completamente finalizado.

A continuación se detallan brevemente el método de cálculo para los respectivos componentes principales de los intercambiadores:

#### 6.6.1 ENVOLVENTE Y CABEZAL (*SHELL & SHELL HEAD*)

La envoltura del cuerpo del intercambiador puede ser cilíndrica o cónica. El cálculo de espesores se realiza en función de la presión interna y externa de diseño, según el código ASME, sección VIII división I [36], y en función de la temperatura de diseño a la que esté sometida.

Se calcula el espesor mínimo requerido y la presión interna máxima admisible para la componente dada, para el material seleccionado. También se pueden determinar los valores máximos de presión de trabajo para el futuro intercambiador, y las condiciones a las que se deberán realizar las pruebas hidrostáticas del intercambiador, de manera que se puede realizar una óptima fabricación del mismo.

En el caso del cabezal de cierre, su función es la de cerrar el cuerpo del intercambiador. Su forma será esférica o elíptica, dependiendo del espacio requerido entre los tubos y la propia cabeza. En los casos a analizar, se procederá a utilizar una cabeza tipo elíptica, ya que, como se comentó en la sección de análisis del cuerpo del intercambiador, se consideró en dicho elemento una longitud extra que no hace necesaria una mayor distancia a los tubos.

Es espesor requerido para los cabezales elípticos, aunque por cálculo su espesor será algo menor, se tenderá a igualar con el requerido en la carcasa. Se realiza esta equiparación de espesores con el obtenido de, estandarizar los espesores de chapa a utilizar, y de manera que su posterior unión al cuerpo mediante soldadura, sea de una mayor sencillez y fiabilidad.

Los espesores seleccionados, tanto en el caso de la envolvente en sí, como para los cabezales, se ajustarán a valores estándares de fabricación de chapa virolada, cuyos valores de referencia en milímetros suelen escalarse según los espesores siguientes: 12, 14, 15, 16, 18, 20, 22, 25, 30, e intervalos de 5 en 5mm a partir de este último espesor.

#### 6.6.2 ENVOLVENTE CHANNEL.

Se distinguirán 2 posibilidades del tipo de intercambiadores, ya sean de alta presión o de baja presión en dicha cámara, en función a las condiciones de operación del fluido que intervenga. Se considerarán equipos de baja presión en la zona *channel* tanto el recalentador como el evaporador, mientras que se considerarán de alta presión los intercambiadores precalentador y sobrecalentador.



Un equipo que trabaje a baja presión tendrá una configuración TEMA tipo N (Ver anexo A) y constará de una sección de virola normal, que se soldará a una brida y una contrabrida para el cierre de la cámara.

Para el caso de los intercambiadores de alta presión, su configuración será tipo TEMA “D” (figura 6.2.2.1, extraída del anexo A). La principal diferencia radica en que, debido a los grandes espesores requeridos, en vez de ser una pieza de chapa soldada a la placa tubular, está formada por la propia placa tubular. De esta manera, se consigue que las propiedades de los materiales sean uniforme, que la estructura sea mucho más resistente, y el evitar la realización de una soldadura de gran espesor, que dañaría a la propia placa tubular, en caso de ser unida a una sección de virola de gran espesor.

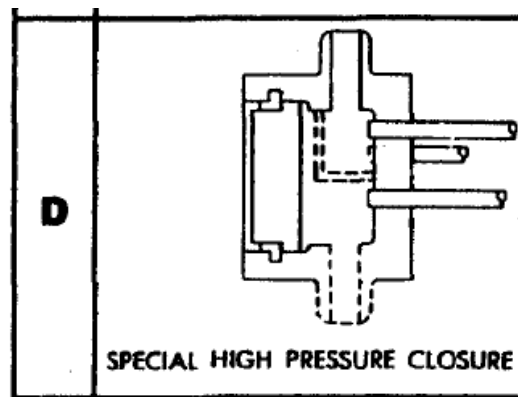


Figura 6.2.2.1: Imagen cámara tipo TEMA “D”.

Fuente: Norma TEMA [35]

En ambos casos, tanto para equipos de baja presión, como los equipos de alta presión, es necesario calcular el espesor requerido, considerando dicho elemento como una superficie cilíndrica. Sus dimensiones serán tales que, longitudinalmente, puedan albergar las conexiones de alimentación, y diametralmente, la cámara Channel deje cierta holgura sobre la huella de tubos. Se debe dejar espacio suficiente desde el tubo mas externo, de manera que en el interior de la cámara Channel se aloje una cámara interna de retorno y de manera que se faciliten las posteriores maniobras de mantenimiento.

### 6.6.3 CONEXIONES.

Se determina el espesor requerido y refuerzo para las conexiones debido a la presión interna y la temperatura de diseño que existan en este elemento, usando el código ASME, sección VIII división I [36]. Además, se buscará ajustar las dimensiones a las nominales de tuberías y sus correspondientes espesores. Se intentarán utilizar valores de tubería nominales de manera que sea posible su futuro montaje con las tuberías existentes en las líneas de la planta y que formarán parte del propio sistema de generación de vapor. También se analizarán los tamaños de las soldaduras necesarias a las condiciones de diseño a las que están sometidas cada una de las conexiones.

Se considerará que las conexiones tendrán una proyección de 250mm de manera que sobresalgan ligeramente del aislante térmico que cubrirá los intercambiadores y que tiene un espesor aproximado de 200mm.

### 6.6.4 CIERRE CÁMARA CHANNEL

Para analizar este elemento, existen dos posibles configuraciones principales, con cierre bridado o con cierre elíptico. Se elegirá la primera opción, ya que debido a las dimensiones de los intercambiadores, es más conveniente por su facilidad de acceso a la cámara y por tanto, facilitará las operaciones de mantenimiento del intercambiador. Para el cierre de esta cámara entra en juego la necesidad de la utilización de unos pernos que garanticen el perfecto sellado.

Se realiza un análisis de tensiones y selección de la geometría de las bridas según ASME, sección VIII división I [36]. Se deben diferenciar, como se ha indicado en la sección de la envolvente *channel* (6.6.2), si los intercambiadores en dicha cámara envolvente *channel* trabajan a alta presión o trabajan a baja presión.

En caso de ser analizado un intercambiador de baja presión, se cerrará con una tapa bridada sobre una contra brida, que se soldará a la virola que forma parte de la cámara *channel*.

En caso de análisis de un intercambiador de alta presión, se utilizara un cierre con una brida ciega sobre la placa tubular, que estará integrada con el propio *channel*, formando toda la cámara de retorno en una única pieza, de manera que sea mucho más robusta y con propiedades más homogéneas. Se realizará de esta manera y no con una sección de virola, ya que se busca evitar la realización de soldaduras de mucho espesor a la placa tubular, que provocarían la necesidad de realizar tratamientos térmicos para aliviar tensiones sobre la misma, pudiendo resultar esta placa tubular dañada.

Para determinar las dimensiones necesarias se realizará un estudio de compensación de esfuerzos debidos a la presión interna de la cámara sobre la tapa, con los aplicados por los pernos que se utilicen para el cierre de la brida.

#### 6.6.5 PLACA TUBULAR

La placa tubular es el elemento que sufre mayores tensiones, debidas a las grandes diferencias de presión y de temperatura que existen a ambos lados de dicho placa tubular. Estas situaciones da lugar a la aparición de tensiones de dos tipos: tensión por cortante y tensión por flexión.

Se determinará el espesor requerido de la placa tubular con configuración de los tubos en U, según normativa ASME, sección VIII división I [36], y más concretamente según la sección UHX de dicha norma.

#### 6.6.6 DESCRIPCIÓN ESQUEMÁTICA DEL FUNCIONAMIENTO DEL PROGRAMA DE SOFTWARE CODECALC.

Para un mejor entendimiento y comprensión del funcionamiento del programa Codecalc, utilizado para la determinación de los cálculos mecánicos, se expresa a continuación de manera esquemática el procedimiento a seguir con dicho programa. En las figuras de la 6.6.6.1 a la 6.6.6.5, se muestra de manera simplificada qué

parámetros o valores han de introducirse en el programa *Codecalc*, y los resultados que nos da a cambio.

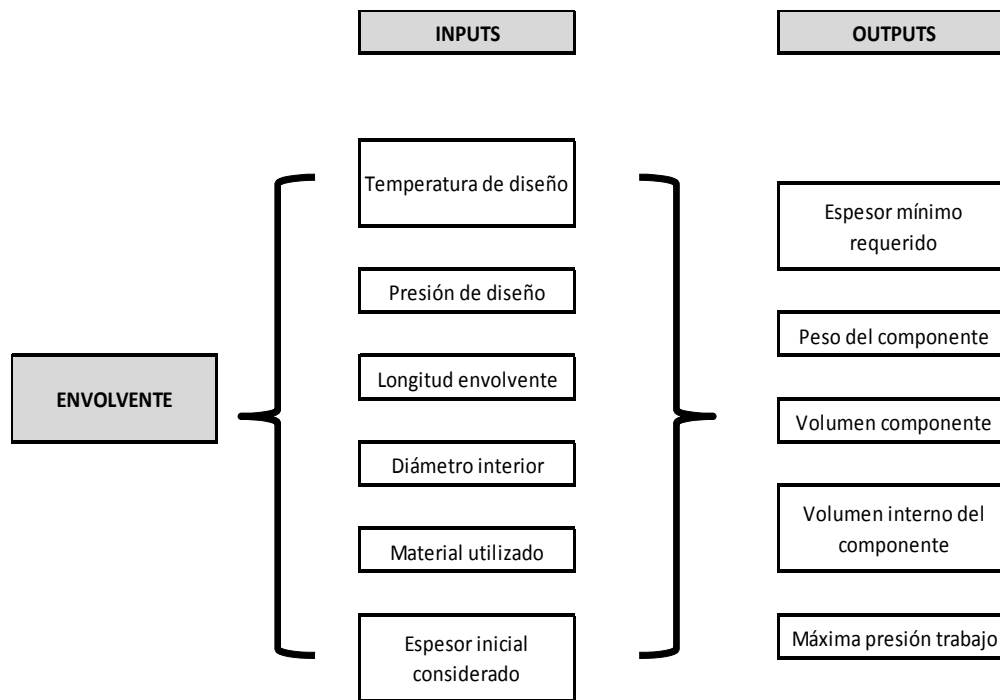


Figura 6.6.6.1: Esquema funcionamiento Codecalc – Análisis envoltente”.

Fuente: Elaboración propia

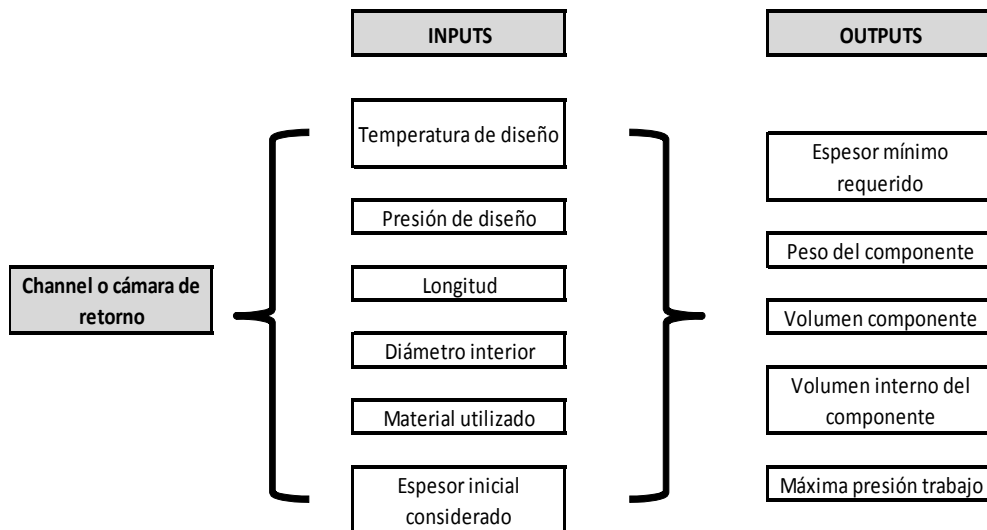


Figura 6.6.6.2: Esquema funcionamiento Codecalc – Análisis *channel*”.

Fuente: Elaboración propia

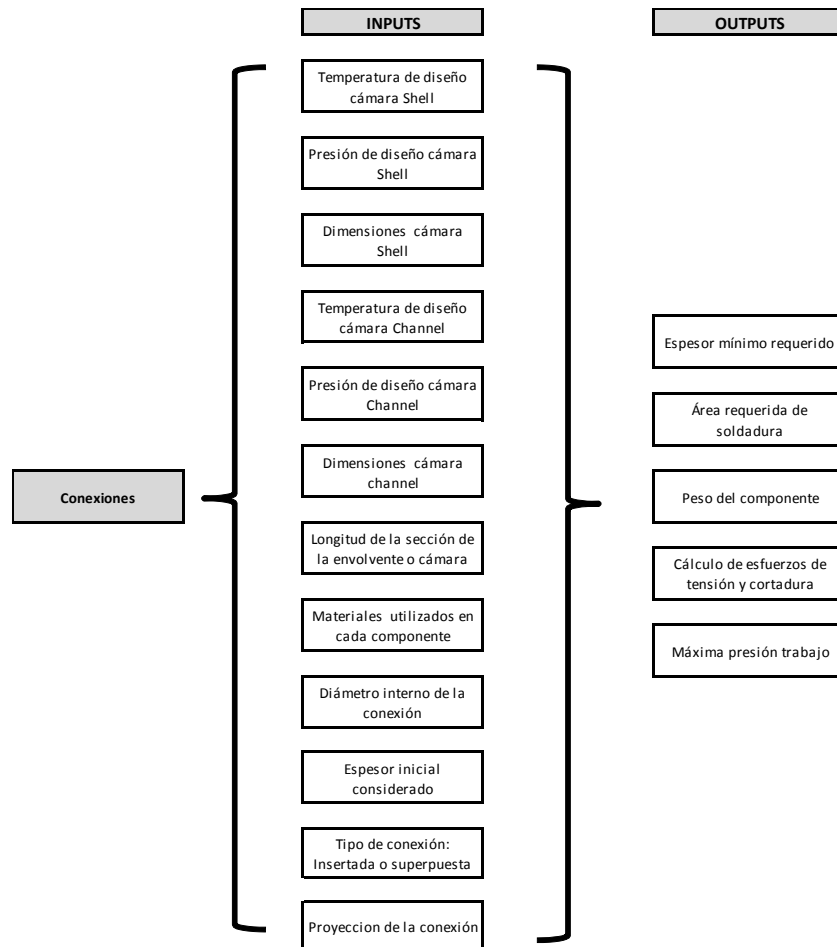


Figura 6.6.6.3: Esquema funcionamiento Codecalc – Análisis conexiones”.

Fuente: Elaboración propia

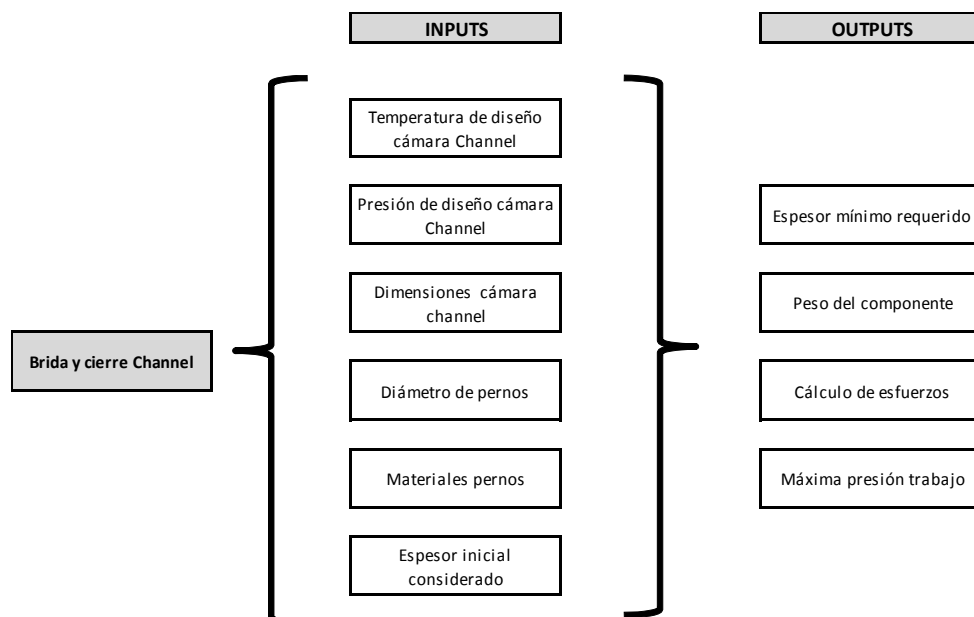


Figura 6.6.6.4: Esquema funcionamiento Codecalc – Análisis brida y cierre *channel*”.

Fuente: Elaboración propia

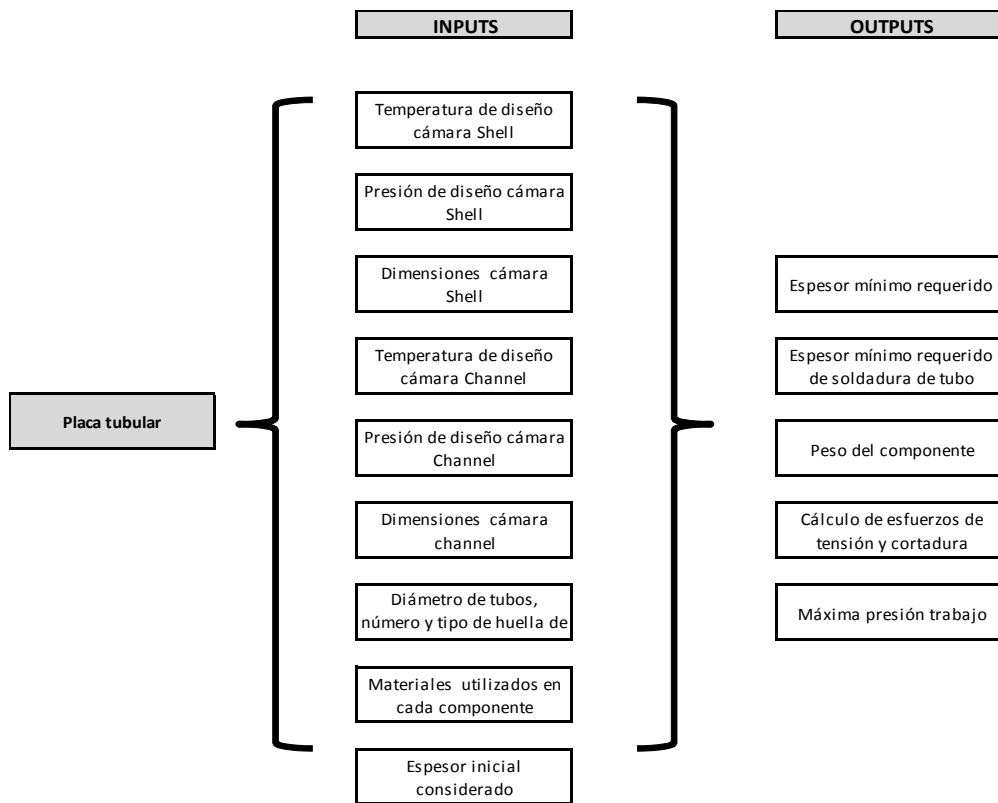


Figura 6.6.6.5: Esquema funcionamiento Codecalc – Análisis placa tubular”.

Fuente: Elaboración propia

## 7. RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS.

### 7.1 BALANCE TÉRMICO Y CONDICIONES DE DISEÑO.

Una vez definido el funcionamiento de una central termosolar de concentración y analizados algunos de los parámetros de trabajo, se desarrollarán los cálculos y se mostrarán los resultados del diseño propiamente del sistema de generación de vapor de dicha central.

La central dispondrá de dos trenes idénticos de intercambiadores, cada uno de los cuales trabajara bajo las siguientes condiciones iniciales:

- Presión de entrada de agua al sistema:  $P_{ent}=111,8 \text{ bar}$
- Temperatura agua entrada al sistema:  $T_{ent}=250,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Presión salida del vapor del sobrecalentador:  $P_{sal}=109 \text{ bar}$
- Temperatura necesaria de salida del vapor:  $T_{sal}=383,5^{\circ}\text{C}$
- Caudal de vapor a generar:  $m_v=30,47 \text{ kg/s}$
- Temperatura de entrada de aceite:  $T=391 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Caudal total de aceite del campo solar:  $m=311,66 \text{ Kg/s}$
- Presión de entrada de aceite:  $P=16,95 \text{ bar}$
- Perdida de carga permitida del lado aceite:  $\Delta P_{admisible}= 5 \text{ bar}$
- Caudal de vapor de entrada Recalentador:  $m_v= 24,95 \text{ kg/s}$
- Condiciones entrada vapor en Recalentador:  $q=98,7\%$   
 $P=19,8\text{bar}$   
 $h=2.770,3\text{kJ/kg}$
- Condiciones del vapor a la salida del Recalentador:  $P=18,8\text{bar}$   
 $T=381,5^{\circ}\text{C}$
- Condiciones entrada Aceite Térmico Recalentador:  $T=391^{\circ}\text{C}$   
 $P=16,95 \text{ bar}$
- Condiciones salida Aceite Térmico Recalentador:  $T=243^{\circ}\text{C}$   
 $P=14,55\text{bar}$

- Condiciones entrada Aceite Térmico Sobrecalentador:  
 $T=391^{\circ}\text{C};$   
 $P=16,95 \text{ bar}$
- Temperatura estimada salida aceite térmico:  $T=298^{\circ}\text{C}$

Se tendrá en cuenta la disposición en paralelo de ambos trenes que forman parte del sistema de generación de vapor, de manera que se analizara el funcionamiento de un tren de generación de vapor, siendo idénticos los resultados que se obtendrán para el restante tren de generación de vapor.

El vapor obtenido en cada uno de los sobrecalentadores de cada tren de generación de vapor, se unirá al obtenido en el otro y será esta mezcla la que entrará en turbina.

Una vez conocidas las condiciones iniciales de operación, se determinan las condiciones en las que operaran cada uno de los intercambiadores, comenzándose con la búsqueda de las condiciones de operación del recalentadores.

#### 7.1.1 LÍNEA RECALENTADOR

Como su propio nombre indica, la función principal en este tipo de intercambiadores es realizar la etapa de recalentamiento de la central. Se recibe el vapor súper calentado que ha sido parcialmente expandido a través de la turbina. Dicho vapor vuelve a ser calentado e introducido en turbina, en el cuerpo de baja presión, con el fin de aumentar la eficiencia del ciclo de Rankine con el que trabaja la central.

Los datos facilitados para dicho intercambiador son los siguientes:

- Fracción de vapor del agua:  $q=98,7\%$
- Presión de entrada de vapor:  $P=19,8\text{bar}$
- Entalpía del agua entrada:  $h=2.770,3 \text{ KJ/kg}$
- Caudal agua/vapor:  $m=24,95 \text{ kg/s}$
- Condiciones del vapor deseadas a la salida:  $T=381^{\circ}\text{C}$   
 $P=18,8 \text{ bar}$



- Condiciones entrada Aceite Térmico:  $T=391^{\circ}\text{C}$   
 $P=16,95 \text{ bar}$
- Condiciones aproximadas salida Aceite Térmico:  $T=243^{\circ}\text{C}$

Para estos intercambiadores, se conocen las condiciones de operación que nos permiten definir los parámetros térmicos. Tanto las condiciones de entrada de entrada del vapor, que vendrán determinadas por el punto de extracción de la turbina, en el cuerpo de alta presión, como de salida del vapor que serán las fijadas como entrada en el cuerpo de baja presión de la turbina. También es conocido el caudal del agua, con lo que se puede calcular el intercambio térmico que se producirá en el esta etapa y con dicho valor, en función de las condiciones del aceite térmico, se procederá a calcular el caudal de aceite que necesitara esta línea de recalentamiento.

En primer lugar se indican las condiciones del vapor a la entrada:

- $P=19,8\text{bar}$
- Entalpía del agua entrada:  $2.770,3\text{kJ/kg}$

Con la ayuda de las tablas de propiedades de la IAPWS [44], se calcula la temperatura de entrada del vapor será por lo tanto de  $211,86^{\circ}\text{C}$ .

Con estos valores, las condiciones a cumplir para la línea del agua/vapor serán las siguientes:

- Condiciones agua entrada:  $T=211,86^{\circ}\text{C}$   
 $P=19,8\text{bar}$   
 $h=2.770,3\text{kJ/kg}$   
Título del vapor: 0,987
- Condiciones del vapor a la salida:  $T=381,5^{\circ}\text{C}$   
 $P=18,8 \text{ bar}$   
 $h= 3.209,70\text{kJ/kg}$

Con estos valores se calculará la potencia térmica intercambiada entre ambos fluidos, es decir, la captada por el agua/vapor en el equipo, que deberá ser igual a la que cederá el fluido térmico según la ecuación (Ec 6.1.1).

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) = m \cdot (h_f - h_i) = 24,95 \text{ kg/s} \cdot (3.209,7 \text{ kJ/kg} - 2.770,3 \text{ kJ/kg}) = \\ = 10.963 \text{ kJ/s} = 10,963 \text{ MW} \quad (\text{Ec 7.1.1.1})$$

Una vez determinada la potencia térmica intercambiada, se calculará el caudal de aceite térmico necesario. Para determinar este caudal es necesario realizar la interpolación entre los valores del aceite térmico utilizando las propiedades facilitadas en las tablas del Therminol VP-1 (Tabla 6.1.1.).

- $T = 393^\circ\text{C} \rightarrow h = 783,1 \text{ kJ/kg}$
- $T = 382^\circ\text{C} \rightarrow h = 754,4 \text{ kJ/kg}$
- $T = 249^\circ\text{C} \rightarrow h = 439,8 \text{ kJ/kg}$
- $T = 238^\circ\text{C} \rightarrow h = 415,7 \text{ kJ/kg}$

Al realizar la interpolación entre los valores de temperaturas y sus correspondientes entalpías, se obtienen las entalpías del fluido térmico a las temperaturas deseadas:

$$T = 391^\circ\text{C} \rightarrow h = 778,42 \text{ kJ/kg}$$

$$T = 243^\circ\text{C} \rightarrow h = 426,65 \text{ kJ/kg}$$

Una vez determinadas las entalpías del aceite térmico, se procede al cálculo del caudal de Therminol VP-1 necesario para llevar a cabo el intercambio calculado en la ecuación 7.1.1.1. El caudal de aceite térmico será:

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) = m \cdot (h_f - h_i) \Rightarrow m = \frac{Q}{(h_f - h_i)} \Rightarrow \\ m = \frac{10.963 \text{ kJ/s}}{\left(\frac{778,42 \text{ kJ}}{\text{kg}} - \frac{426,65 \text{ kJ}}{\text{kg}}\right)} \sim 31,16 \text{ Kg/s} \quad (\text{Ec 7.1.1.2})$$

Este caudal representa el 9,99% del total de los 311,66 kg/s que circulan por el circuito del tren de generación, lo cual se aproxima al valor del 10% de caudal, valor habitual utilizado en otras centrales termosolares de similares características.

### 7.1.2 LÍNEA PRINCIPAL DE GENERACIÓN DE VAPOR.

Para comenzar con los diseños de los equipos de la rama principal del tren del sistema de generación de vapor, es necesario cerrar el ciclo térmico de dicha línea. En primer lugar, se calculará el caudal de fluido térmico que circulará por dicha línea principal, sin más que restar del caudal total de aceite disponible en el tren, el caudal calculado en el punto 7.1.1 para la rama del recalentador.

$$m_{sup} = m_t - m_{reh} = 311,66 - 31,16 = 280,5 \text{ kg/s} \quad (\text{Ec 7.1.2.1})$$

Con este caudal de aceite térmico y teniendo en cuenta los siguientes valores conocidos de las condiciones de los fluidos, se procederá a diseñar los intercambiadores de la línea principal. Los valores de los parámetros de operación conocidos hasta el momento son:

- Presión mínima salida vapor sobrecalentador:  $P_{sal}=109 \text{ bar}$
- Temperatura salida vapor:  $T_{sal}=383,5^\circ\text{C}$
- Caudal de vapor a generar:  $m_v=30,47 \text{ kg/s}$
- Temperatura de entrada de aceite:  $T=391^\circ\text{C}$
- Presión de entrada de aceite:  $P=16,95 \text{ bar}$

Para poder calcular las condiciones de entrada del vapor al intercambiador sobrecalentador, se necesita conocer en primer lugar las condiciones de salida del mismo del evaporador, el cual dependerá de las condiciones de entrada del agua, a su vez influenciadas por el precalentador.

En primer lugar, se debe tener en cuenta que el intercambiador llamado Evaporador es el que tendrá unas dimensiones mayores, ya que, como indica su propio nombre, se producirá en él la evaporación del agua, la cual se encuentra estancada en su interior. Además, la energía intercambiada en dicho equipo es utilizada principalmente para dicha ebullición, por lo que su salto de temperaturas para el agua no es muy elevado.

Cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas entre la entrada del agua y el punto de ebullición, mayor dimensiones tendrá que tener el evaporador. Debido a estas

razones, se procurará que dicha diferencia sea lo menor posible, siempre aproximándose al valor de ebullición, con unos grados de diferencia, tal que se asegure que la ebullición se producirá en dicho intercambiador y no en algún punto del circuito anterior. Para determinar cuál será aproximadamente el punto de ebullición del sistema de generación de vapor, se usaran los datos conocidos de presión del vapor a la salida y la pérdida de carga permitida en el sobrecalentador de 1bar para el vapor.

Como contrapartida, es desconocida cuál será la disposición y el entramado de tuberías existente entre el generador de vapor, por lo que se tendrán que suponer una pérdida de carga entre los equipos. Se estima un valor aproximado de en torno a 0,04bar/m de tubería. Suponiendo por otro lado, que existirán unos 5 metros de tubería, quedará un valor de pérdida de carga del vapor de:

$$\Delta P = 0,04 \cdot 5 = 0,20 \text{ bar} \quad (\text{Ec 7.1.2.2})$$

Con lo que la presión de ebullición estará en torno a un valor de:

$$P_{eb} = 109 + 1 + 0,20 = 110,20 \text{ bar} \quad (\text{Ec 7.1.2.3})$$

Una vez conocida la presión aproximada de ebullición del vapor en el sistema de generación de vapor, se calculará cuál será aproximadamente el valor de la temperatura de ebullición, para de esta forma, poder determinar cuál será el salto térmico de cada intercambiador y, de este modo, el calor que intercambiara cada uno de ellos.

Por medio de las propiedades del agua, se determina cuál será dicha temperatura de ebullición a esa presión de 110,2 bares determinados en la Ec 7.1.2.3.

$$P_{sat} = 110,2 \text{ bar} \Rightarrow T_{sat} = 318,25^\circ\text{C} \text{ (604,85}^\circ\text{F)} \quad (\text{Ec 7.1.2.4})$$

Teniendo en cuenta el *Approach Point* necesario de 8°F, indicado en el punto 6.2, la temperatura de entrada al evaporador deberá ser de:

$$T_{inEva} = 604,85^\circ\text{F} - 8^\circ\text{F} = 596,85^\circ\text{F} = 313,81^\circ\text{C} \quad (\text{Ec 7.1.2.5})$$

Sin embargo, para dejar un poco de margen de seguridad se reduce ligeramente esa temperatura hasta los 313,35°C y de este modo asegurarse el cumplir ese valor de 8°F de margen [37].

Una vez realizados estos cálculos aproximativos, es posible el cálculo de la energía intercambiada por equipo, quedando el circuito agua vapor de cada tren del siguiente modo:

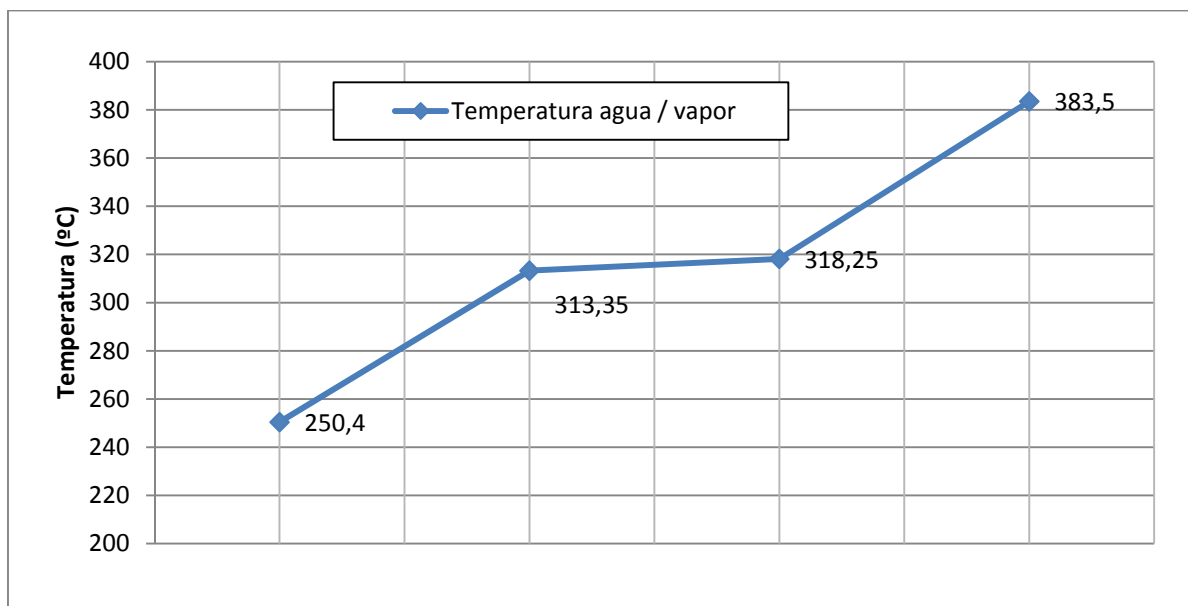


Figura 7.1.2.1 Evolución de temperatura en el circuito agua / vapor.

Fuente: Elaboración propia

Al igual que se realizó con el caso de la línea del recalentador, se calculara en primer lugar el calor del lado vapor del sobrecalentador, y con ese calor se podrán calcular cuáles serán las condiciones de salida del aceite térmico, que a su vez serán las de entrada del mismo al siguiente equipo en la línea, en este caso el evaporador.

Los datos conocidos en el sobrecalentador para la el circuito agua / vapor son:

- Condiciones vapor entrada:
  - $T=318,25^{\circ}\text{C}$
  - $P=110\text{ bar}$
  - $h= 2.707,7\text{kJ/kg}$
  - $q=100\%\text{ vapor}$

- Condiciones del vapor a la salida:  $T=383,5^{\circ}\text{C}$   
 $P=109 \text{ bar}$   
 $h= 3.021,90\text{kJ/kg}$

Con esto valores se determina la potencia intercambiada y captada por el vapor, cuyo valor será:

$$Q=m \cdot C_p \cdot (T_f-T_i)=m \cdot (h_f-h_i)= 30,47\text{kg/s} \cdot (3.021,9\text{kJ/kg}-2.707,7\text{kJ/kg})= \\ = 9.573,674\text{kJ/s}=9,57\text{MW} \quad (\text{Ec 7.1.2.6})$$

Una vez determinado el calor ganado por el vapor, este valor deberá coincidir con el cedido por el aceite. Se procede a calcular la temperatura de salida del mismo del intercambiador sobrecalentador, ya que son conocidas las condiciones de entrada del aceite:

- $T=391^{\circ}\text{C} \rightarrow h = 778,4\text{kJ/kg}$

$$Q=m \cdot (h_f-h_i)= - 9.573,7\text{Kj/s} = 280,5\text{Kg/s} \cdot (h_f - 778,42\text{kJ/kg}) \Rightarrow \\ \Rightarrow h_f = 744,24 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec 7.1.2.7})$$

Con dicho valor de entalpía se busca la temperatura de salida del aceite, con la ayuda de la Tabla 6.1.1 de propiedades del aceite térmico Therminol VP-1 y por medio de interpolación entre los valores siguientes:

- $T=382^{\circ}\text{C} \rightarrow h = 754,4\text{kJ/kg}$
- $T=371^{\circ}\text{C} \rightarrow h = 726,42\text{kJ/kg}$

Con una sencilla interpolación se obtendrá:

$$h_f = 744,24 \text{ kJ/kg} \Rightarrow T_{\text{oil out}} = 378^{\circ}\text{C} \quad (\text{Ec 7.1.2.8})$$

Procediendo de idéntica manera, se puede calcular el intercambio de calor en cada una de las etapas siguientes de evaporación y de precalentamiento, de manera que quede establecido el balance de materia.

En el evaporador, con el fin de evitar las impurezas que lleva asociada el agua, es necesario un sistema que las elimine a medida que se produce la ebullición. Este proceso se realiza mediante la utilización de un drenaje. El volumen de agua que sale por estos drenajes es de aproximadamente un 1% del caudal de vapor, por lo que el agua que entra en el equipo deberá ser mayor que el caudal de vapor generado, de forma que se garantice el funcionamiento de forma continua. Por lo tanto, el caudal másico de agua a la entrada del evaporador deberá ser:

$$m_{agua} = \frac{m_{vapor}}{0,99} = 30,775 \text{ Kg/s} \quad (\text{Ec 7.1.2.9})$$

Al igual que en los demás intercambiadores, se realizará un cálculo previo del calor que intercambiará el evaporador, teniendo en cuenta que en este caso existen 2 condiciones diferentes de salida, el caudal de salida como vapor y el caudal de salida como agua por medio de los drenajes.

Dentro del intercambiador se supondrá una pérdida de carga de 0.15bar, debido a las conexiones de entrada de agua de la envolvente, que habrá que añadir sobre la presión de ebullición calculada.

Las condiciones de operación circuito agua / vapor conocidas son

- P entrada agua = 110,35 bar
- T entrada agua = 313,35°C

Con estas condiciones, se determinará la potencia térmica intercambiada por el agua/vapor, el cual será el resultado del equilibrio entre el agua a la entrada, y las salidas de drenajes y de vapor:

$$Q = m_{vapor} \cdot h_{vapor} + m_{dren} \cdot h_{dren} - m_{agua} \cdot h_{agua} \quad (\text{Ec 7.1.2.10})$$

Si se sustituye en la ecuación por los valores conocidos, se obtiene:

$$\begin{aligned} Q &= 30,47 \cdot 2.705,9 + 0,30775 \cdot 1.452 - 30,775 \cdot 1.420,4 = \\ &= 39.182,82\text{kJ/s}=39,183\text{MW} \end{aligned} \quad (\text{Ec 7.1.2.11})$$

Y las consiguientes condiciones de los fluidos a la salida del mismo:

- P salida vapor = 110,35bar

- T salida vapor = 318,35°C
- T salida drenajes = 318,35°C
- T salida aceite = 321,39°C
- Calidad agua drenajes = 0%

Por último se repite el proceso del equilibrio de calores entre el aceite y el agua líquida-vapor una vez más, en este caso para el intercambiador precalentador, del que ya se conocen los siguientes puntos de origen:

- P entrada agua = 111,8 bar
- T entrada agua = 250,4 °C
- T salida agua = 313,35°C
- T entrada aceite = 321,39°C
- P entrada aceite = 13,75bar
- h entrada aceite = 603,787kJ/kg

La pérdida de carga permitida en para el agua tendrá un valor limitado de 1,25 bares en el precalentador, que sumados a la pérdidas en las tubería, determinaran que la presión de entrada al evaporador sea de los 110,4bar deseados.

Con estas consideraciones, se determinará la potencia térmica intercambiada:

$$Q = m \cdot (h_f - h_i) = 30,775 \cdot (1.419,8 - 1.087,7) = 10.220,38 \text{ kJ/s}$$

$$Calor = 10.220,38 \text{ kJ/s} = 10,22\text{MW} \quad (\text{Ec 7.1.2.12})$$

Con este intercambio de calor, se pude determinar la temperatura esperada a la salida del aceite del precalentador, mediante el cálculo de la entalpía:

$$Q = m \cdot (h_f - h_i) = - 10.220,38 \text{ kJ/s}$$

$$h_f = \frac{Duty}{m} + h_i = \frac{-10.220,38 \text{ kJ/s}}{280,5 \text{ kg/s}} + 603,787 \text{ kJ/kg} = 567,35 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec 7.1.2.13})$$

El valor de esta entalpía se corresponderá con un valor de temperatura, la cual se determinara mediante interpolación desde las propiedades del Therminol VP-1 (Tabla 6.1.1):

$$T_{salida \text{ aceite}} = 305,13^\circ\text{C} \quad (\text{Ec 7.1.2.14})$$



Al hacer una simple comprobación de las temperaturas conjuntas del aceite con sus respectivos caudales, se conseguirá tener la temperatura de salida del aceite del tren y que será la que llegue al campo de colectores del campo solar.

$$T_{salida\ aceite} = 305,13^{\circ}C \cdot 0,9 + 244,16 \cdot 0,1 = 299,03^{\circ}C \quad (\text{Ec } 7.1.2.15)$$

Se puede apreciar por lo tanto, que la temperatura final de salida del aceite será de 1°C superior a la solicitada de 298°C, lo cual, como ya fue comentado anteriormente es debido al no poderse aprovechar el calor proveniente del aceite térmico en su totalidad por las diferentes limitaciones operacionales de los intercambiadores.

### 7.1.3 CONDICIONES DE DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES

Conocidas las condiciones de operación en las que trabajaran los intercambiadores, es necesario determinar la presión de diseño de la cámara tubo y de la cámara envolvente de cada uno de ellos.

Para proceder al cálculo de las condiciones de diseño de los intercambiadores, se seguirán las recomendaciones de factores de seguridad mínimos, en función de las condiciones de operación a las que están sometidos los diferentes intercambiadores. Se tendrán en cuenta de modo que se garantice que los equipos sean capaces de aguantar posibles alteraciones en las condiciones de operación a las que se podrán ver sometidos durante los diferentes modos de operación.

Los márgenes de seguridad que se tomarán para las condiciones de diseño seguirán de acuerdo a las indicadas en el punto 6.2, y las cuales se indican a continuación:

$$P_{diseño} = P_{max\ operación} \cdot (1 + 0,1) \quad (\text{Ec. } 6.2.1)$$

$$T_{diseño} = T_{max\ operación} + 15^{\circ}C \quad (\text{Ec. } 6.2.2)$$

A modo resumen, se indican en las tablas 7.1.3.1 y 7.1.3.2, los valores finales de las condiciones de diseño a utilizar para los diferentes intercambiadores y cada una de las líneas de operación.

- Línea agua / vapor:

Equipo	Presión de diseño (barg)	Temperatura de diseño (°C)
Precalentador	125	350
Evaporador	125	350
Sobrecalentador	125	400
Recalentador	25	400

Tabla 7.1.3.1: Valores condiciones de diseño línea agua / vapor

Fuente: Elaboración propia

- Línea aceite:

Equipo	Presión de diseño (barg)	Temperatura de diseño (°C)
Precalentador	25	350
Evaporador	25	400
Sobrecalentador	25	400
Recalentador	25	400

Tabla 7.1.3.2: Valores condiciones de diseño línea aceite

Fuente: Elaboración propia

## 7.2 SELECCION DE MATERIALES.

### 7.2.1 MATERIALES DE LOS TUBOS

La selección de los materiales a utilizar para los tubos de los intercambiadores es un factor fundamental ya que determinará el cálculo del espesor de tubo requerido para el estudio de los equipos. Para una correcta elección, se estudian las propiedades de los distintos materiales a las diferentes temperaturas según la norma ASME VIII-Div 1 [36], que marcará el valor de la tensión admisible para diferentes temperaturas.

De acuerdo a lo indicado en el punto 6.4.1, los materiales con los que se hará el estudio serán por lo tanto SA-179 y SA-210, los cuales se ajustan más adecuadamente y contienen especificaciones típicas para tubos sin soldadura, ya sean para tubo recto o para tubo que posteriormente sea curvado en U.

A continuación se presenta la gráfica comparativa de los valores de tensión admisible en función de la temperatura de estos 2 materiales, de manera que se aprecie cuál de los 2 es más óptimo.

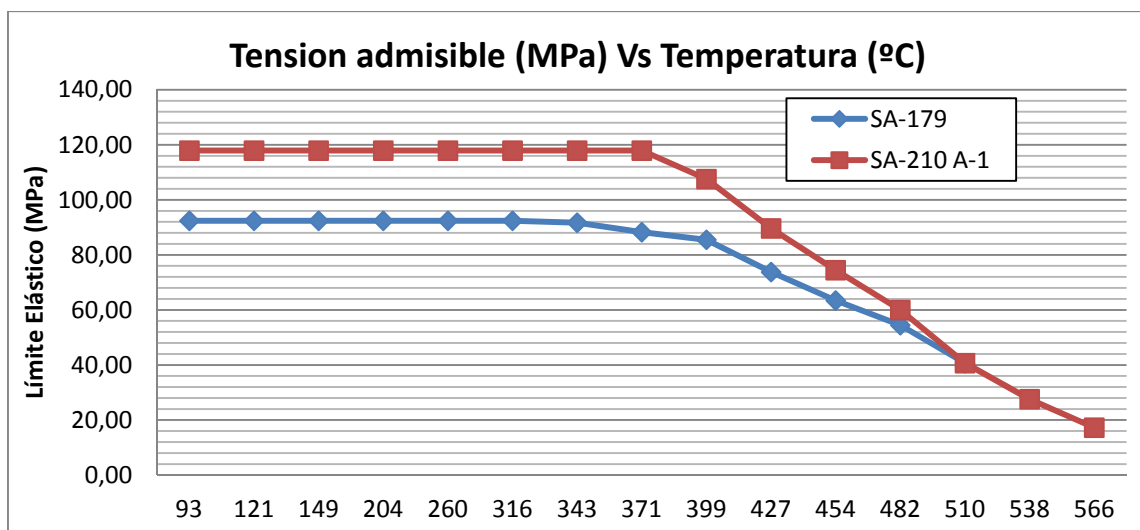


Figura 7.2.1.1: Gráfica comparativa tensión admisible materiales de tubo al carbono

Fuente: Elaboración propia a partir de valores del Código ASME [36]

De acuerdo con la gráfica, el material con mejores propiedades es el SA-210 A-1, sin embargo y debido a ello es más caro que el SA-179, por lo que se realizará un pequeño estudio económico tras determinar los espesores necesarios para cada caso. Esta diferencia en las propiedades de los tubos aportará un ligero margen de espesor a favor de los tubos en SA-210.

Se utilizarán en todos los intercambiadores los tubos de tamaño de 5/8" (15.875mm), ya que se busca tener el menor diámetro para reducir el espesor requerido y por tanto, reducir la resistencia térmica debida a la pared del tubo.

Basándose en la ecuación Ec 6.4.1.1, se determinan los espesores de los tubos antes de curvar, comenzando el cálculo para los tubos del Recalentador:

$$t = \frac{P \cdot d_o}{2S + 0,8P} \quad (\text{Ec 6.4.1.1})$$

#### 7.2.1.1 Tubos del recalentador.

Con los datos especificados de las condiciones de diseño indicadas en el punto 7.1, se calcula el espesor de los tubos, considerando que el fluido que circulará por ellos es el vapor de agua:

- $T_{\text{diseño}} = 752^{\circ}\text{F} = 400^{\circ}\text{C} > (383,5 + 15 = 398,5^{\circ}\text{C})$
- $P_{\text{diseño}} = 362,5\text{psi} = 25\text{bar} > (1,1 \cdot 9,8 = 21,78\text{bar})$

##### I. *Tubos de material SA-179.*

- $S = 85,5\text{Mpa} = 12.400\text{psi}$

$$t = \frac{362,5 \cdot 5/8}{2 \cdot 12400 + 0,8 \cdot 362,5} = 0,00903\text{inch} = 0,23\text{mm} \quad (\text{Ec 7.2.1.1.1})$$

Este espesor calculado correspondería al espesor necesario para el tramo recto de los tubos, por lo que al trabajar con tubos curvados en U, el espesor requerido se obtendrá con la ecuación 6.4.1.2:

$$tr = t \cdot \left(1 + \frac{d_o}{4 \cdot R_{\min}}\right) \quad (\text{Ec 6.4.1.2})$$

siendo  $R_{\min}$  el radio de curvatura mínimo de los tubos en pulgadas, el cual por normativa tendrá un valor mínimo de 1,5 veces el diámetro exterior. ( $23,8\text{mm} = 0,937\text{inch}$ ).

Al calcular se obtiene:

$$t = 0,00903 \cdot \left(1 + \frac{5/8}{4 \cdot 0,937}\right) = 0,01054\text{inch} = 0,27\text{mm} \quad (\text{Ec 7.2.1.1.2})$$

Sin embargo, dicho espesor no cumple el mínimo por norma, ya que según marca el código HEI [34], el espesor mínimo que tienen que tener los tubos de acero al carbono es de 0,05inch, es decir de 1,27mm, que por tanto será el espesor a considerar.

II. *Tubos de material SA-210 A-1.*

-  $S=88,25\text{Mpa} = 15.600\text{psi}$

$$t = \frac{362,5 \cdot 5/8}{2 \cdot 15600 + 0,8 \cdot 362,5} = 0,007195 \text{ inch} = 0,183\text{mm} \quad (\text{Ec 7.2.1.1.3})$$

Al ser curvado, el espesor para la primera curva tendrá un valor mínimo de:

$$t = 0,0072 \cdot \left(1 + \frac{5/8}{4 \cdot 0,937}\right) = 0,008394\text{inch} = 0,213\text{mm} \quad (\text{Ec 7.2.1.1.4})$$

Al igual que el caso anterior, se aprecia que no llega al mínimo marcado por la norma HEI de 1,27mm, por lo que también deberá aumentarse su espesor.

7.2.1.2 *Tubos del sobrecalentador.*

En este caso, el espesor de los tubos deberá ser mucho mayor que el calculado para el caso anterior, ya que la presión es muy superior.

Con la utilización de la ecuación se determinarán los espesores de los tubos, los cuales serán de diámetro exterior 15,875mm (0,625 pulgadas) al igual que en el caso del recalentador, resultando un espesor antes de curvar de:

$$t = \frac{P \cdot d_o}{2S + 0,8P} \quad (\text{Ec 6.4.1.1})$$

Con los datos especificados en el punto 7.1:

- $T_{\text{diseño}} = 752^{\circ}\text{F} = 400^{\circ}\text{C} > (383,5 + 15 = 398,5^{\circ}\text{C})$
- $P_{\text{diseño}} = 1.812,5 \text{ psi} = 125\text{bar} > (110 \cdot 1,1 = 121\text{bar})$

### I. Tubos de material SA-179.

$$- S=85,5\text{Mpa} = 12.400\text{psi}$$

$$t = \frac{1812,5 \cdot 0,625}{2 \cdot 12400 + 0,8 \cdot 1812,5} = 0,0431547 \text{ inch} = 1,06\text{mm} \quad (\text{Ec 7.2.1.2.1})$$

Este espesor calculado correspondería al espesor necesario para el tramo recto de los tubos, para el espesor en caso de tubos curvados, se obtendrá el siguiente valor para el espesor del tubo:

$$tr = t \cdot \left(1 + \frac{do}{4 \cdot R_{min}}\right) \quad (\text{Ec 6.4.1.2})$$

Al calcular resulta:

$$t = 0,043155 \cdot \left(1 + \frac{5/8}{4 \cdot 0,937}\right) = 0,05035 \text{ inch} = 1,28\text{mm} \quad (\text{Ec 7.2.1.2.2})$$

Al contrario que en el caso anterior, espesor requerido supera ligeramente al mínimo especificado por la norma, por lo que en caso de seleccionarse este material, el espesor debería ser de mínimo 1,28mm.

### II. Tubos de material SA-210 A-1.

$$- S=88,25\text{Mpa} = 15.600\text{psi}$$

$$t = \frac{1812,5 \cdot 5/8}{2 \cdot 15600 + 0,8 \cdot 1812,5} = 0,03469 \text{ inch} = 0,88\text{mm} \quad (\text{Ec 7.2.1.2.3})$$

Para la primera curva:

$$t = 0,3469 \cdot \left(1 + \frac{5/8}{4 \cdot 0,937}\right) = 0,0405 \text{ inch} = 1,03\text{mm} \quad (\text{Ec 7.2.1.2.4})$$

Se aprecia que en este caso no se llega al mínimo marcado por la norma, por lo que también deberá utilizarse el mínimo de 1,27mm. Además, apenas existe diferencia en el espesor requerido para un material u otro, por lo que se analizará el coste de cada uno de los materiales para determinar cuál se seleccionará.

El SA-179 tiene un precio de fabricación de un ratio de unos 5,5€/kg frente a los 6,3€/kg del SA-210, y la diferencia entre precios hace clara su elección. (Ratios obtenidos de elaboración propia a partir de referencias de diferentes proyectos en la empresa Foster Wheeler Energía S.L.U)

Sin embargo, se aprecia que no existe diferencia en menor espesor, ya que en base a experiencias previas en otros proyectos realizados con anterioridad, no compensa la diferencia en presupuesto existente entre la selección de unos tubos y otros. Por otro lado, se procederá a buscar el espesor de galga normalizado superior, que se corresponderá con la galga BWG 17 (Espesor 1,47mm).

En gran parte de los casos, como se verá posteriormente, salvo en el caso de los evaporadores, los espesores mínimos de los tubos están marcados por normativa, y se pierde esa ventaja, igualándose por tanto el espesor de tubo a utilizar, y siendo las longitudes de tubo a utilizar las mismas. Luego en este caso, el material a utilizar está claro, será el SA-179.

Su elección frente a la otra posibilidad, que fue el material SA-210, se debe al menor precio del primero ya que es un material mucho más utilizado. En cuanto a propiedades térmicas, al contener ambos materiales porcentajes de manganeso, se clasifican como tipo ASME, con lo que se consideran idénticas para el rango de trabajo de los mismos.

Como fue comentado con anterioridad durante el dimensionamiento térmico de los intercambiadores, el material seleccionado fue el SA-179, un material de acero al carbono cuya composición química es:

Carbono (%):	0,06 – 0,18
Manganeso (%):	0,27 – 0,63
Fosforo, max (%):	0,035
Azufre, max (%):	0,035

Con el fin de estandarizar materiales y abaratar costes, se utilizará este material para los tubos del resto del evaporador.

### 7.2.1.3 Tubos del Evaporador.

En este caso, la distribución de fluidos es contraria a la considerada en los casos anteriores, el decir:

- Lado tubos: Aceite Térmico.
- Lado Carcasa: Agua/Vapor.

Con los datos especificados de diseño siguientes:

- $T_{\text{diseño}} = 752^{\circ}\text{F} = 400^{\circ}\text{C} > (377,72 + 15 = 392,72^{\circ}\text{C})$
- $P_{\text{diseño}} = 1.812,5 \text{ psi} = 125\text{bar} > (110,4 \cdot 1,1 = 121,44\text{bar})$

Como se ha indicado en el punto 7.2.1.2, el material que se seleccionará para su utilización en este intercambiador será el SA-179, bajo la hipótesis de estandarizar el material utilizado en todos los intercambiadores de manera que se abarate el coste de fabricación de los mismos al realizarse pedidos de mayor cantidad de un solo tipo de material.

Se ha tenido en cuenta como temperatura de diseño de los tubos la temperatura de entrada del aceite, para de este modo garantizar que aunque el equipo se vaciase de agua y no estuvieran cubiertos todos los tubos, estos sean capaces de aguantar sin sufrir ningún daño.

Para el cálculo del espesor de tubo por presión externa, se utilizará el programa *Codecalc* con el que posteriormente se realizarán los cálculos mecánicos de los equipos. Considerando el tubo como un recipiente sometido a presión externa, el espesor para el tramo recto requerido será:



**Tube Required Thickness under External Pressure (Shellside pressure) :**

External Pressure Chart CS-1 at 400.00 C

Elastic Modulus for Material 162822880.00 KPa.

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

TCA	ODCA	SLEN	D/T	L/D	Factor A	B
2.2900	15.88	12111.03	6.93	50.0000	0.0228895	71.69

$$EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B = 164.38 \text{ 10 bars}$$

Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

TCA	ODCA	SLEN	D/T	L/D	Factor A	B
1.9344	15.88	12111.03	8.21	50.0000	0.0163334	69.73

$$EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B = 126.02 \text{ 81 bars}$$

**Summary of Tube Required Thickness Results:**

Total Required Thickness including Corrosion all. 1.9344 mm.

Tabla 7.2.1.3.1: Resultados obtenidos para el cálculo de espesor del tubo del evaporador.

Fuente: Resultados obtenidos con programa Codecalc

Como se puede apreciar, el espesor requerido para el tramo recto es de 1,78mm, sin embargo, al igual que en los casos anteriores, se debe calcular en caso curvado, siendo el menor radio de curvatura el de 23,8mm:

$$tr = t \cdot \left(1 + \frac{do}{4 \cdot Rmin}\right) \quad (\text{Ec 6.4.1.1})$$

Al calcular se obtiene:

$$t = 1,934 \cdot \left(1 + \frac{5/8}{4 \cdot 0,937}\right) = 2,27 \text{ mm} \quad \text{Ec (7.2.1.3.1)}$$

En este caso el espesor es mucho mayor que el mínimo que impone la normativa, por lo que se utilizará el valor calculado como espesor del tubo a utilizar.

#### 7.2.1.4 Tubos del precalentador.

Al igual que ocurría con el caso del sobrecalentador, tendrá que circular por los tubos el agua y por la carcasa el aceite térmico debido a las elevadas presiones del agua.

En este caso, no es necesaria la comprobación de los cálculos de los espesores de los tubos, ya que la temperatura de diseño en este caso es menor, en torno a los 350°C, lo que hará que las propiedades de los tubos sean mejores que en los anteriores casos estudiados.

Con el fin de estandarizar los tipos de tubos a utilizar, se utilizará el espesor de galga normalizado correspondiente a la galga BWG 17 (Espesor 1,47mm).

### *7.2.2 MATERIAL DE LA CARCASA O SHELL.*

Para la elección del material a utilizar para la carcasa del intercambiador, se debe tener en cuenta en primer lugar como se va a realizar su fabricación. Al tratarse de intercambiadores de una longitud de carcasa mayor de los 10 metros, la construcción de la misma se realizará por medio de la unión de varias secciones de chapa a las que se las conferirá forma cilíndrica y que estarán soldadas entre sí.

Por lo tanto, el material a escoger debe ser uno específico de chapa, en este caso, al trabajar siempre por debajo del límite de los 426°C (800F), se utilizaran materiales de acero al carbono, los cuales son mucho más económicos que un acero aleado o bien aceros inoxidables, como fue comentado en el caso de la elección de los materiales de los tubos.

Dentro del rango de los aceros al carbono utilizados y permitidos por el código HEI [34] para este tipo de intercambiadores se encuentran los siguientes materiales:

- SA-285, Grados A, B y C
- SA-515, Grados 60 y 70
- SA-516, Grados 60 y 70

Al igual que se procedió con los materiales de los tubos, se procederá en primer lugar a una comparación gráfica de las propiedades mecánicas de los materiales de virola

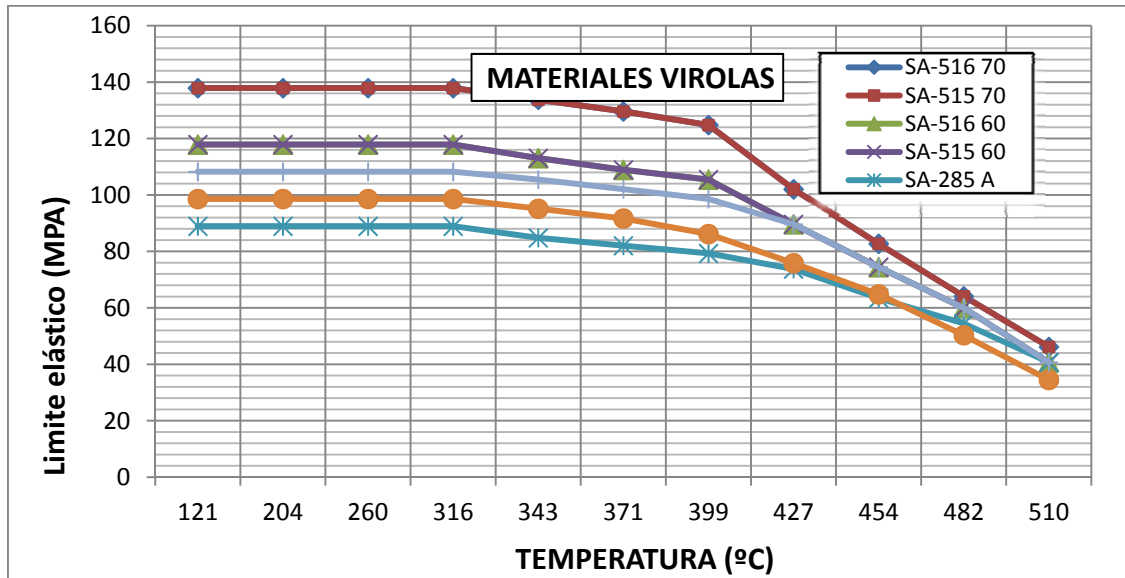


Figura 7.2.2.1: Gráfica comparativa tensión admisible materiales de virolas de acero al carbono.

Fuente: Elaboración propia a partir de valores del Código ASME [36]

De acuerdo a lo representado en la gráfica, la calidad de material que mejores propiedades tendrá en el rango de operación será los SA-515 Gr 70 y Sa-516 Gr 70. Ambos son materiales representativos de acero al carbono, siendo más comúnmente utilizado en general el SA-516 Gr 70, y por lo tanto, este último será el elegido para la fabricación de los intercambiadores. Será utilizado tanto para las envolventes de la zona shell, como para las pertenecientes a la cámara *channel*.

Las secciones de virolas tendrán una longitud comprendida de unos 2,5m longitudinales, y se soldaran entre sí hasta obtener las longitudes deseadas para cada intercambiador, y sus espesores serán seleccionados en función de las necesidades de los diferentes elementos a analizar en los posteriores cálculos mecánicos.

### 7.2.3 MATERIAL DE LA PLACA TUBULAR.

Para la selección de la calidad del material en la que estaran fabricadas las placas tubulares de los intercambiadores, se procederá a estudiar diferentes materiales de forjas, ya que para la fabricación de este elemento, casi crítico, se busca que las propiedades sean lo más homogéneas posible.

Los materiales aceptados por el código HEI de intercambiadores de calor para componentes fabricados en forja son:

- SA-105
- SA-182
- SA-266
- SA-350

El primero de ellos, el SA-105, no es válido para utilizar en placas tubulares, sino únicamente para la fabricación de conexiones. Por esta razón, este material es desechado en primer lugar.

Para el caso del segundo material, se trata de un acero inoxidable y tendrá por tanto unas muy buenas propiedades a altas temperaturas, mucho mayores a las que tendrá que operar los equipos, y cuyo coste es mucho mayor que el de cualquier otro acero al carbono, como es el caso de los SA-266 y SA-350. Este motivo es el principal motivo para desechar este material.

Para la selección entre los dos restantes, se procede de igual manera que con el resto de los componentes, se analizan sus propiedades mecánicas a diferentes temperaturas y se seleccionará aquel que más convenga para las condiciones normales de operación. Para ambos materiales, se estudiarán 2 grados diferentes, Grados 1 y Grado 2, los cuales se diferencian principalmente en el proceso llevado a cabo hasta la obtención de la pieza final.

Como puede apreciarse en la gráfica 7.2.3.1, ambos materiales, con sus respectivos grados 1 y 2, tienen idénticas propiedades mecánicas para todas y cada una de las temperaturas estudiadas, por lo que dicho factor no será determinante en cuanto a la elección del mismo a utilizar.

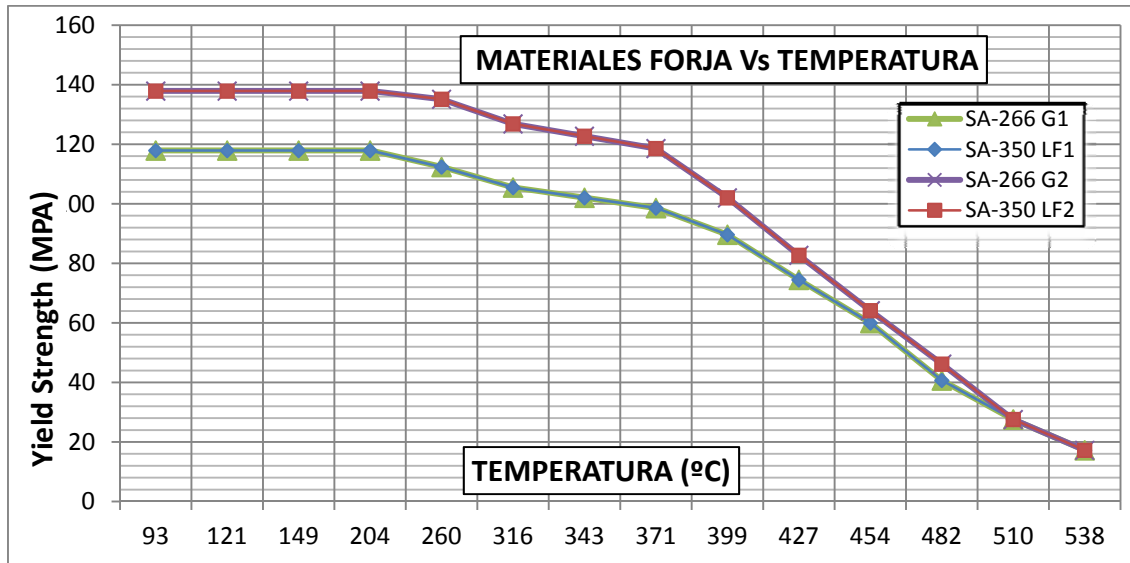


Figura 7.2.3.1: Gráfica comparativa tensión admisible materiales de forja de acero al carbono.

Fuente: Elaboración propia a partir de valores del Código ASME [36]

Sin embargo, si se puede en ambos casos, los acabados Grado 2 tienen unos valores de límite elástico mayores, lo cual contribuirá a tener un menor espesor de placa tubular, lo que será de gran ayuda en cuanto a la reducción de peso al final del equipo.

#### 7.2.4 MATERIAL DE LAS PLACAS SOPORTE.

Por último se seleccionará el material del que estarán fabricadas las placas soporte y los diferentes *baffles* o difusores internos de los intercambiadores. Estos componentes serán básicamente discos o secciones circulares de chapa, por lo que se usará un material de entre los recomendados por el código HEI [34] para chapa, los cuales son:

- SA – 36
- SA – 240
- SA – 285
- SA – 515
- SA – 516

Tal y como fue comentado en análisis posteriores, y debido a las condiciones de operación y diseño de los intercambiadores, se utilizarán materiales de acero al carbono, en vez de materiales aleados o inoxidable, los cuales tiene un precio

considerablemente mayor. Por este motivo, se desechan todos aquellos materiales SA-240, los cuales corresponden a diferentes aleaciones de aceros inoxidable.

Por otro lado, estos materiales se corresponden con los analizados para las virolas, y aunque el proceso de fabricación al que estarán sometidos será diferente, con el fin de ahorrar costes y poder utilizar restos de material sobrante de las partidas para la fabricación de virolas, se utilizará el mismo material que se consideró en el punto 7.2.2, por lo que el material seleccionado nuevamente será el SA-516 Gr.70. Indicar que este material, además de ser el seleccionado, es comúnmente utilizado para este tipo de elementos, lo que también ha contribuido a la selección del mismo.

### **7.3 RESULTADOS DEL DISEÑO TÉRMICO DE LOS INTERCAMBIADORES.**

#### **7.3.1 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DEL RECALENTADOR.**

Una vez determinados los parámetros térmicos y de proceso necesarios, se puede proceder con el diseño de los intercambiadores de calor, empezando por el recalentador.

Como su propio nombre indica, su función es la de realizar la etapa de recalentamiento de nuestra central. El vapor sobrecalentado, que ha sido parcialmente expandido a través de la turbina, es introducido en este intercambiador. Dicho vapor es recalentado, e introducido de nuevo en turbina con el fin de aumentar la eficiencia del ciclo de Rankine bajo el que trabaja la central.

Debido al valor tan estricto de pérdida de carga permitida y al querer garantizar lo máximo posible las condiciones del vapor, se hará circular el aceite térmico por el lado carcasa y el vapor por el lado tubo. Esta opción permitirá poder aumentar la pérdida de carga del vapor hasta un valor cercano al permitido, situación que no se puede conseguir con una distribución diferente de los fluidos. Además, se debe hacer circular también siempre que sea posible el fluido con mayor presión por el lado tubo, ya que es más rentable aumentar el espesor de estos, en vez del de la carcasa. No solo por razones constructivas, sino que hará que el equipo sea mucho más ligero y por

consiguiente más barato. También se tiene en cuenta el mayor factor corrosivo del agua, evitando dañar la carcasa al circular por el interior de los tubos.

Por el contrario, como penalidad al distribuir los fluidos de esta manera, será necesario un mayor aislamiento térmico de los intercambiadores de forma que se evite la fuga de calor desde el aceite hacia el exterior del intercambiador. Por este motivo, este tipo de intercambiadores tiene un espesor de aislante térmico de aproximadamente unos 200mm alrededor de la carcasa.

En primer lugar, se elegirá la configuración tipo TEMA (Ver esquemas adjuntos en anexo “A”) de intercambiador carcasa-tubo a elegir. En este caso, se trabajara con “baja presión” en ambos lados (aunque mucho mayor que la atmosférica), y por tanto la configuración del lado tubo o *Channel* será tipo “N”. Se selecciona este tipo, frente a otra posibilidad como la tipo “B”, por su mayor capacidad de acceso y por tanto, facilidad de operaciones de mantenimiento.

Por otro lado, los tubos serán curvados en U, es decir de 2 pasos del fluido por el lado tubo, por su menor coste y simplicidad frente a los de cabezal flotante. De esta manera se permite una mejor dilatación de los tubos, los cuales no encontrarán limitaciones ni objetos que impidan su desplazamiento longitudinalmente. De este modo, sólo queda configurar el lado Shell, o carcasa (lado aceite del intercambiador).

De entre las opciones posibles, se ha optado por la carcasa tipo “F”, la cuál es mucho más eficiente térmicamente que la configuración tipo “E”, con lo que las dimensiones del intercambiador serán menores y con el consiguiente ahorro económico. La principal característica de este tipo de configuración de carcasa, es la de tener una placa difusora longitudinal a lo largo del intercambiador. Este difusor provoca que el fluido que circula a través de la carcasa realice 2 pasos por ella, consiguiéndose que se produzca un flujo contracorriente, que optimizará el diseño. Por lo que la configuración escogida para el intercambiador Recalentador será del tipo TEMA NFU.

Otro de los factores a tener en cuenta para este tipo de intercambiadores de carcasa “F” es la fragilidad del difusor longitudinal. Está unido por medio de unas juntas de estanqueidad a la carcasa, lo que limita el diferencial de presión que puede existir entre ambos lados del difusor. Para evitar su deterioro y consiguiente

malfuncionamiento del equipo, se limitará la pérdida de carga existente en dicha carcasa lo máximo posible, hasta 1.5bar.

Indicar también que la posición del intercambiador será en horizontal, de manera que se simplifiquen los apoyos necesarios para la sujeción del intercambiador y se facilitan las futuras operaciones de mantenimiento necesarias en este intercambiador, ya que no será necesaria la utilización de ninguna estructura ni escalera para consulta de niveles o valores de los sensores que estén emplazados.

La configuración será de un modo más visual se representa en la figura 7.3.1.1.

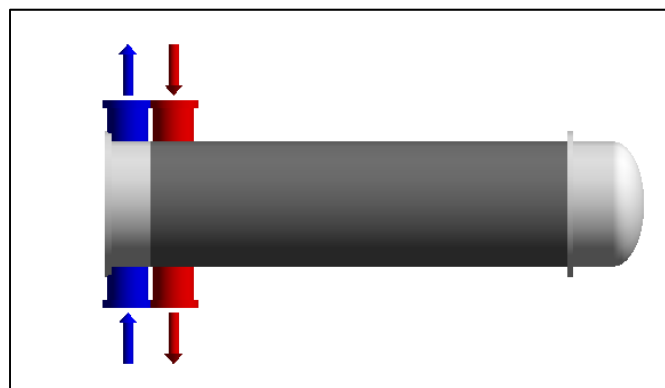


Figura 7.3.1.1 Distribución fluidos en el intercambiador.

Fuente: Output programa HTRI

El factor de ensuciamiento, tal y como se indicó en el punto 6, será igual para ambos fluidos, y de valor  $0,00018\text{m}^2\text{K/W}$ , valores establecidos en la norma TEMA. Este factor de ensuciamiento garantiza que el intercambiador es capaz de realizar la función para la que ha sido diseñada aún con un pequeño ensuciamiento y sin estar en condiciones óptimas de operación.

Con todos estos cálculos previos, se procederá a ejecutar el programa HTRI para el diseño del intercambiador de calor. En él se deben configurar ciertos factores internos, como son el tipo de difusores, la separación de los mismos, la longitud de tubos, diámetros de la carcasa, tamaño de las conexiones del equipo y otros parámetros que habrá que variar para conseguir optimizar el diseño térmico.

En el caso estudiado, además se une el caso de tener que considerar la existencia del *baffle* longitudinal a lo largo del intercambiador, lo que deja sólo como posibles



candidatos los simples o los dobles, ya que los NTIW no pueden ser utilizados en carcassas TEMA “F” por restricciones de la propia normativa TEMA [35].

Por lo tanto, los difusores a utilizar serán los de doble sección de paso. Estos proporcionarían una pérdida de carga muy pequeña en el lado carcasa, que aunque no es muy restrictiva, interesa que sea lo menos posible para evitar dañar las juntas del *baffle* longitudinal.

También, por recomendación de normativa, se coloca una placa soporte completa que abarca todo el haz tubular justo al comienzo de la curvatura de los tubos, ya que en dicha curva no existe ningún soporte que de sujeción. Debido a esta placa soporte, se considera despreciable el intercambio térmico existente en dicha zona de curva de los tubos frente a la producida en el tramo recto de los mismos.

Inicialmente es desconocido el espesor de la placa tubular, por lo que se tendrá que suponer un espesor aproximado, o por medio de las condiciones de diseño fijadas en el programa de diseño térmico, permitir que el programa considere un valor aproximado. Posteriormente, dicho espesor será comprobado en los cálculos mecánicos, y deberá ajustarse de nuevo en los cálculos térmicos, teniendo que realizarse un par de iteraciones hasta conseguir que coincidan.

Por este motivo, y en previsión de que ese espesor puede aumentar en unos milímetros, en las primeras iteraciones se dejará un poco de margen tanto en la pérdida de carga del lado tubo, como de longitud admisible de tubo, para que, en caso de aumentar el valor obtenido en los cálculos mecánicos para la placa tubular, no implique modificar por completo el diseño, y solo sea necesario un ligero ajuste de dimensiones.

Con todos estos parámetros definidos, se ejecuta el programa HTRI para el cálculo térmico del equipo, y tras varias iteraciones con los diferentes parámetros (dimensiones de la carcasa, longitud de los tubos, tamaño de conexiones, número y tipo de difusores necesarios para eliminar las vibraciones, etc.) se consigue obtener un diseño con los siguientes resultados:

- Long tubos tramo recto= 11.010mm
- Diámetro Carcasa= 1.120mm
- Número de tubos= 1.055 tubos.
- Número de filas= 42 filas.
- $R_{\text{maxtubo}} = R_{\text{curvatura}} + \frac{\text{pitch}}{2} \cdot (n^{\circ}_{\text{filas}} - 1) = 23,8 + \frac{15,875 \cdot 1,333}{2} \cdot 41 \rightarrow$   
 $\rightarrow R_{\text{maxtubo}} = 457,7\text{mm}$  (Ec 7.3.1.1)
- Longitud máxima tubos=  $2 \cdot L_{\text{tubo}} + \pi \cdot R_{\text{maxtubo}} = 23.458\text{mm}$  (Ec 7.3.1.2)
- Espesor placa tubular= 130mm
- Long efectiva tubos =  $11010 - 130 = 10.880\text{mm}$  (Ec 7.3.1.3)

Como se puede apreciar, la longitud de los tubos está bastante lejos de la máxima permitida para su fabricación (25m), pero sin embargo, en este caso la principal limitación es debida a la baja pérdida de carga disponible en el lado tubo, que obliga a tener un gran número de tubos, haciendo crecer el equipo en diámetro y no en longitud, como sería lo más aconsejable.

Se dimensionan las conexiones con tamaños estándar de modo que se cumplan con las exigencias de la normativa en cuanto a los valores máximos permitidos de pérdida de carga y velocidades, y las cuales también deberán ser chequeadas en los cálculos mecánicos por si fuera necesario su redimensionamiento.

Como se indicó en el punto 6.5, se toma un sobredimensionamiento de los equipos, de modo que se pueda garantizar que se cumplirán las condiciones de salida deseadas del vapor

Los resultados térmicos alcanzados son:

- $U_{\text{requerido}} = 353,07 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- $U_{\text{actual}} = 370,85 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- $\text{Sobredimensionamiento} = \frac{U_{\text{actual}}}{U_{\text{requerido}}} = 5,04\%$
- Área intercambio=  $1.144,90\text{m}^2$ .
- EMTD=  $26,8^{\circ}\text{C}$
- Potencia térmica intercambiada =  $10,84 \text{ MW}$  (Ec 7.3.1.4)

Este valor es ligeramente inferior al calculado anteriormente en el punto 7.1.1, de 10,963MW. Esta diferencia se debe a que el calor disponible en el lado aceite no se aprovecha al máximo, siendo su temperatura de salida del intercambiador superior a la inicialmente prevista (243°C). También es debido a que en la estimación anterior se supuso el aprovechamiento al completo de la pérdida de carga disponible en el lado agua/vapor, siendo muy sensibles los resultados ante pequeñas variaciones de este factor.

La diferencia obtenida es:

$$Diferencia = \frac{(10839,1 - 10963)}{10963} = -1,13\% \quad (\text{Ec 7.3.1.5})$$

Las condiciones de salida para ambos fluidos resultantes son:

- T salida vapor = 381,5°C
- P salida vapor = 18,94bar
- T salida aceite = 244,16°C
- P salida aceite = 16,81bar

Con estos valores se puede comprobar que los cálculos iniciales realizados son bastante parecidos, el intercambiador genera un poco menos de intercambio térmico. La diferencia en temperatura obtenida puede resultar beneficiosa para la propia configuración de la planta, ya que al llegar a una temperatura mayor al campo de colectores parabólicos necesitará menor tiempo de circulación por el campo solar para conseguir llegar a las condiciones de salida de los 391°C y ser redirigido al sistema de generación de vapor.

A continuación se muestra las imágenes del equipo diseñado obtenidas con el programa de diseño térmico utilizado.

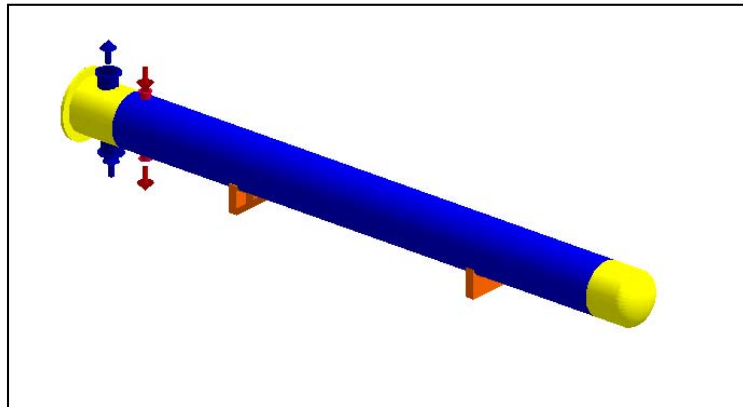


Figura 7.3.1.2: Imagen externa Recalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

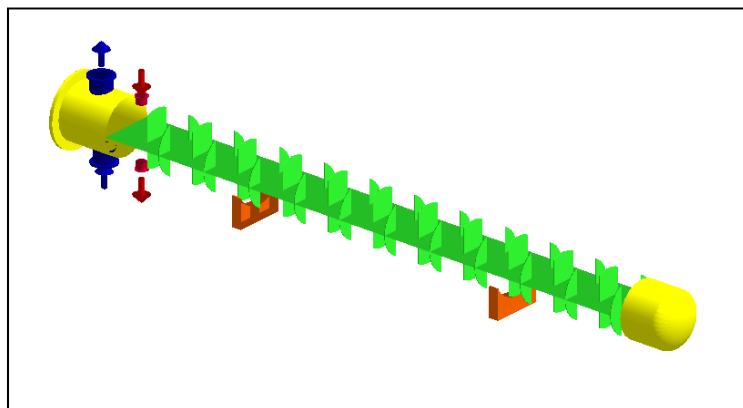


Figura 7.3.1.3: Figura interna Recalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

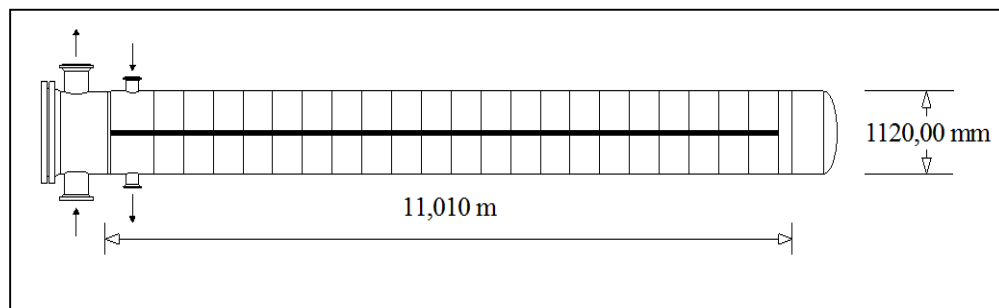


Figura 7.3.1.4: Dimensiones generales Recalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

En la figura 7.3.1.5 se puede apreciar la colocación de una chapa de protección a la entrada del fluido en la carcasa de forma que proteja del choque directo del mismo sobre el haz tubular. Estas placas de protección suelen ser de aproximadamente 10 milímetros de espesor, y unas dimensiones tales que permitan cubrir la totalidad de los tubos en esa entrada.

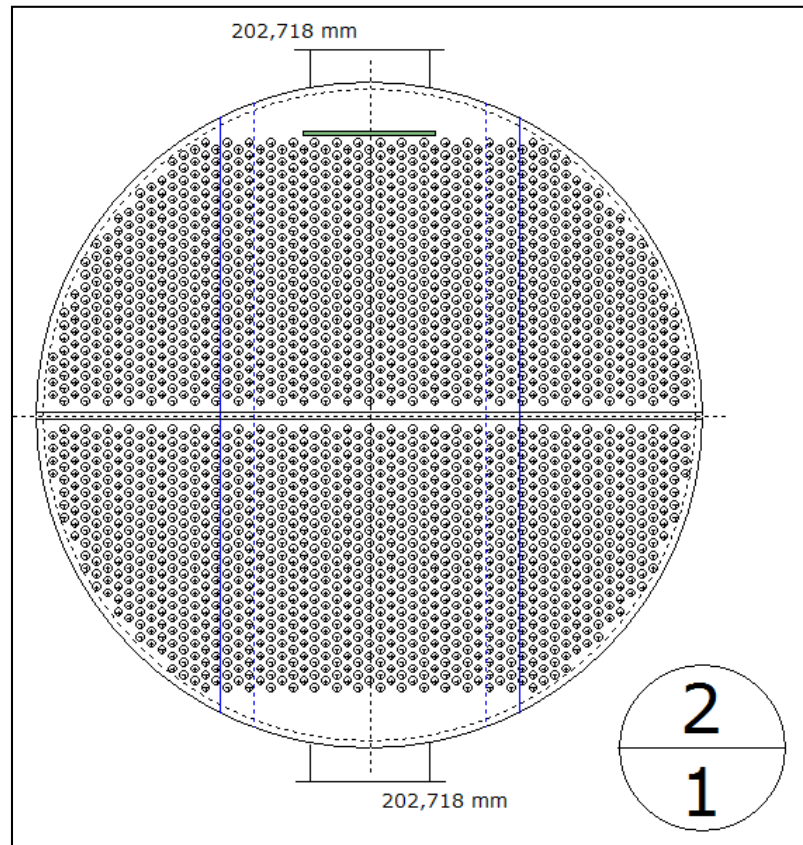


Figura 7.3.1.5: Huella de tubos Recalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

Se aprecia también en dicha figura 7.3.1.5 que al elegirse los difusores “*double segmental*”, o de doble sección de paso, se produce un solapamiento de los mismos. Es este caso, para aumentar la sujeción y disminuir vibraciones a la entrada del fluido en el haz tubular, se ha fijado dicho valor en un solapamiento de 3 filas de tubos, frente a las 2 asignadas por el programa por defecto. El corte de los difusores se sitúa en una posición que coincida con la mitad de una columna de tubos, de modo que se facilita la futura construcción y montaje de los difusores.

A modo resumen de los resultados obtenidos, se muestra a continuación tabla de resultados del programa en un formato estándar de este tipo de intercambiadores.

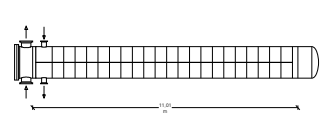
Service of Unit		REHEATER		Item No.	
Size	1120,00 x 11010 mm	Type	NFU	Horz,	Connected In 1 Parallel 1 Series
Surf/Unit (Gross/Elf)	1158,58 / 1144,90 m2	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Elf)	1158,58 / 1144,90 m2
PERFORMANCE OF ONE UNIT					
Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side	
Fluid Name		Therminol VP-1		Vapor de agua	
Fluid Quantity. Total kg/s		31,16		24,95	
Vapor (In/Out)				24,63	24,95
Liquid		31,16	31,16	0,32	
Steam					
Water					
Noncondensables					
Temperature (In/Out) C		391,00	244,16	211,86	381,5
Specific Gravity		0,707	0,8741	0,8508	
Viscosity mN-s/m2		0,151	0,2979	0,0167 V/L 0,1264	0,024
Specific Heat kJ/kg-C		2,599	2,165	3,182 V/L 4,563	2,203
Thermal Conductivity W/m-C		0,078	0,107	0,047 V/L 0,656	0,058
Latent Heat kJ/kg				1891,9	1897
Inlet Pressure bar		16,95		19,80	
Velocity m/s		0,30		22,79	
Pressure Drop. Allow/Calc bar		2,40	0,14	1,00	0,86
Fouling Resistance (min) m2-K/W		0,00018		0,00018	
Heat Exchanged MegaWatts 10,8391		MTD (Corrected)		26,8 C	
Transfer Rate. Service 353,07 W/m2-K		Clean	434,36 W/m2-K	Actual	370,85 W/m2-K
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
		Shell Side		Tube Side	
Design/Test Pressure barG		25,00 / 37,5	25,00 / 37,5		
Design Temperature C		400,00	400,00		
No Passes per Shell		2	2		
Corrosion Allowance mm		3	3		
Connections Size & Rating	In mm	1 @ 202,718	1 @ 387,351		
	Out mm	1 @ 202,718	1 @ 387,351		
	Intermediate @		@		
U Tube No. 1055		OD 15,875 mm	Thk(Avg) 1,270 mm	Length 11,010 m	Pitch 21,166 mm Layout 30

Tabla 7.3.1.1: Resultados obtenidos para el recalentador

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados con programa HTRI

### 7.3.2 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR SUPERHEATER O SOBRECALENTADOR.

La función de este intercambiador es, cómo su nombre indica, sobrecalentar el vapor generado, de manera que llegue a una mayor temperatura a la turbina y, de este modo mejorar el rendimiento del ciclo.

La distribución de los fluidos por las diferentes cámaras del intercambiador será del siguiente modo:

- Lado tubo: Vapor
- Lado carcasa: Therminol Vp-1

La razón por la que se opta por esta distribución de los fluidos es muy sencilla. Si la distribución fuera inversa a la seleccionada, y al ser la presión de diseño de 125bar, unido a que trabajará a unas temperaturas de unos 400°C de diseño, harían necesario

un espesor muy elevado de las virolas de chapa en la carcasa. Esto daría lugar a que el equipo aumentaría su coste de fabricación, no solo de material, sino también de mano de obra. Sería excesivamente pesado y por lo tanto difícil y costoso de transportar, desde cualquiera que sea el taller de fabricación, hasta la propia planta.

A continuación se seleccionará el tipo de configuración TEMA. Como fue comentado con anterioridad, los tubos serán curvados, luego la terminación será “U”. Para el lado *channel*, al tratarse de un equipo de alta presión para el lado tubo, la configuración a utilizar será la “D”, la cual es específica para altas presiones y temperaturas.

En cuanto a la carcasa a elegir, se analizarán las diferencias entre una carcasa “F” y una tipo “E”. Se intentó realizar el diseño con una carcasa tipo “F” al igual que el recalentador, ya que se le supone un rendimiento mayor respecto a la tipo “E”. Sin embargo, por las condiciones de operación del equipo, y debido al gran volumen de caudal de aceite que circula, hace que las pérdidas de carga existente en el lado aceite sean muy elevadas con esta configuración. Se superan con mucho los valores máximos permitidos para cada equipo, que estaba en torno a los 1,6bar. Además, con la existencia del *baffle* longitudinal, el cual no permite exceder de esos 1,6bar de diferencia de presiones, para no resultar dañado. Todo esto hace que sea desechada esta configuración tipo “F”.

De acuerdo a lo comentado en el párrafo anterior, la configuración final de la carcasa del intercambiador será una tipo “E”, la cual es indicativa de un solo paso del fluido por la carcasa, y cuya distribución de fluidos es mostrada en la figura 7.3.2.1.

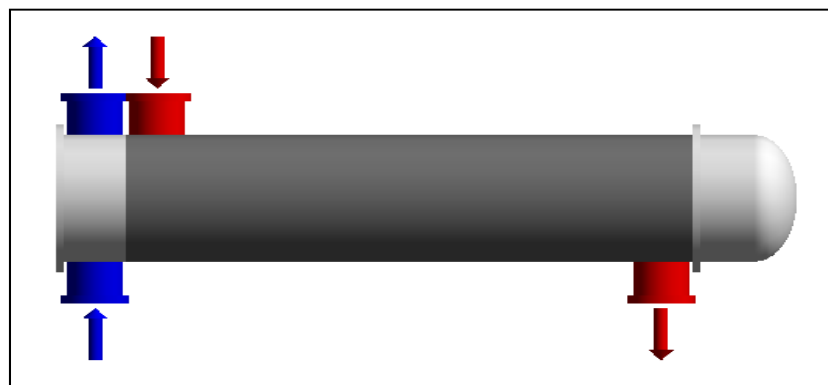


Figura 7.3.2.1 Diagrama distribución fluidos en el sobrecalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

Al igual que en los casos anteriores se realizan diferentes modificaciones con los internos de los equipos, elección tipo de difusores, separación de los mismos, distancias desde las entradas al haz tubular, tamaños de conexiones, etc.

Se seleccionan los difusores tipo NTIW, con lo que se conseguirá que la distancia entre ellos pueda ser mucho mayor que con otro tipo sin que aparezcan problemas de vibraciones en el haz tubular, al poder posicionarse placas soporte entre ellos.

También ha sido considerada una disposición de los tubos a 30º y con la mínima separación estándar permitida por la especificación, es decir de 1,33 veces el diámetro exterior de los tubos, que como se comentó anteriormente serán de 5/8" (15,875mm). Se debe tener en consideración la longitud máxima de 25m para la fabricación de los tubos.

Al igual que en el caso del Recalentador, en el punto 7.3.2, se coloca una placa soporte completa en la curvatura de los tubos. Debido a esta placa soporte, se considera despreciable el intercambio térmico existente en la curvatura de los tubos frente a la producida en el tramo recto de los mismos.

Aumentando el número de difusores hasta las 10 unidades, se consigue el sobredimensionamiento deseado sin tener que introducir más número de tubos ni alargar los ya existentes, con los siguientes resultados dimensionales:

- Long tubos tramo recto= 11.980mm
- Diámetro Carcasa= 900mm
- Número de tubos= 580 tubos.
- Número de filas= 16 filas
- $R_{\text{maxtubo}} = R_{\text{curv}} + \text{pitch} \cdot \cos \alpha \cdot (n^{\circ}_{\text{filas}} - 1) = 23,8 + 21,166 \cdot \cos(30^{\circ}) \cdot 15 \rightarrow$   
 $\rightarrow R_{\text{maxtubo}} = 298,8\text{mm}$  (Ec 6.3.15)
- Longitud máxima tubos=  $2 \cdot L_{\text{tubo}} + \pi \cdot R_{\text{maxtubo}} = 24.899\text{mm}$  (Ec 6.3.16)
- Espesor placa tubular= 165mm
- Long efectiva tubos=  $11.980 - 165 = 11.815\text{mm}$



Y los siguientes resultados térmicos:

- $U_{requerido} = 706,70 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- $U_{actual} = 748,49 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- $\text{Sobredimensionamiento} = \frac{U_{actual}}{U_{requerido}} = 5,91\%$
- Área intercambio=  $683,52 \text{ m}^2$ .
- EMTD=  $19,9^\circ\text{C}$
- Potencia térmica intercambiada =  $9,613 \text{ MW}$

Con unas condiciones de salida de los fluidos:

- $T_{salida} \text{ vapor} = 383,50^\circ\text{C}$
- $P_{salida} \text{ vapor} = 109,44 \text{ bar}$
- $T_{salida} \text{ aceite} = 377,76^\circ\text{C}$
- $P_{salida} \text{ aceite} = 15,46 \text{ bar}$

A continuación se muestran las imágenes en 3-D y de la distribución del haz tubular del equipo diseñado:

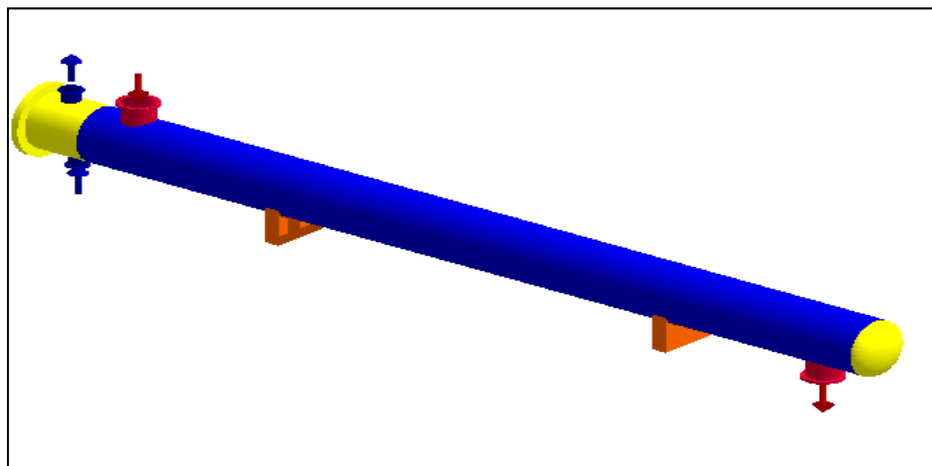


Figura 7.3.2.2: Imagen externa Sobrecalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

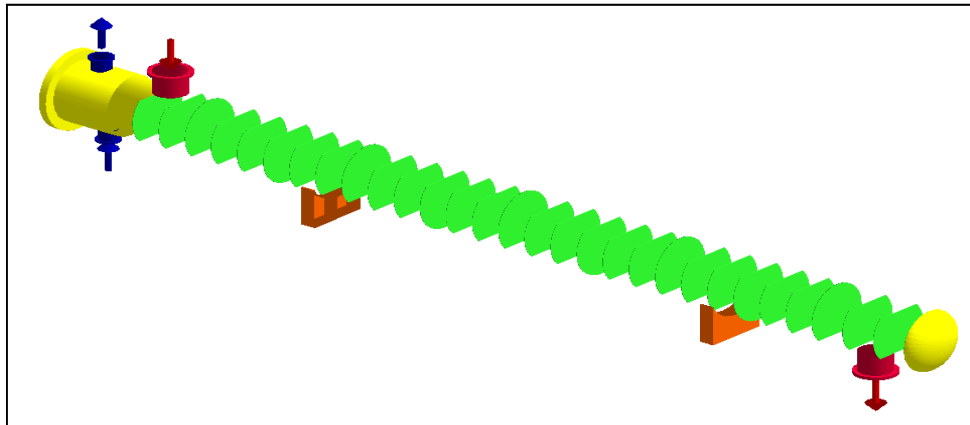


Figura 7.3.2.3: Imagen interna Sobrecalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

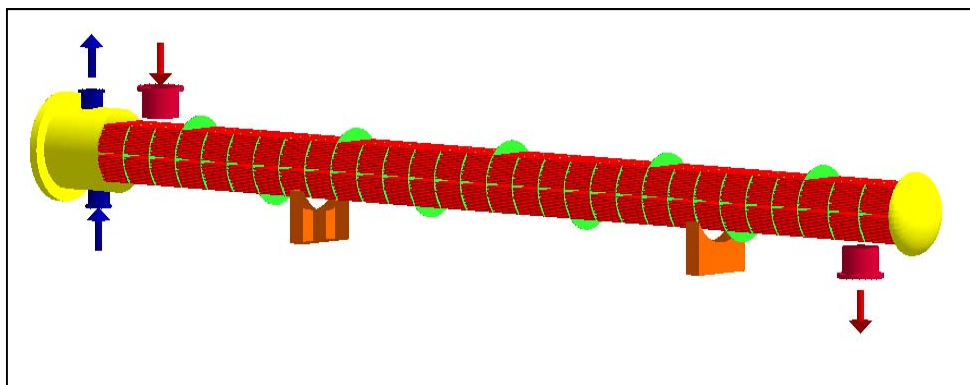


Figura 7.3.2.4: Figuras internas con haz tubular del Sobrecalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

Se puede apreciar en la figuras anteriores como es la configuración de este tipo de *baffles* y como tienen entre ellos las placas soporte, cuyas dimensiones serán iguales que el haz tubular. También se puede ver como en las ventanas de paso marcadas por los difusores no se encuentra ningún tubo, característico de los difusores NTIW.

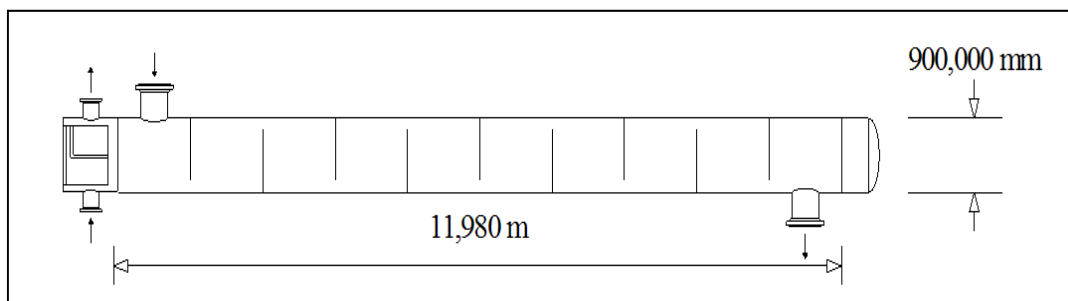


Figura 7.3.2.5: Dimensiones generales Sobrecalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

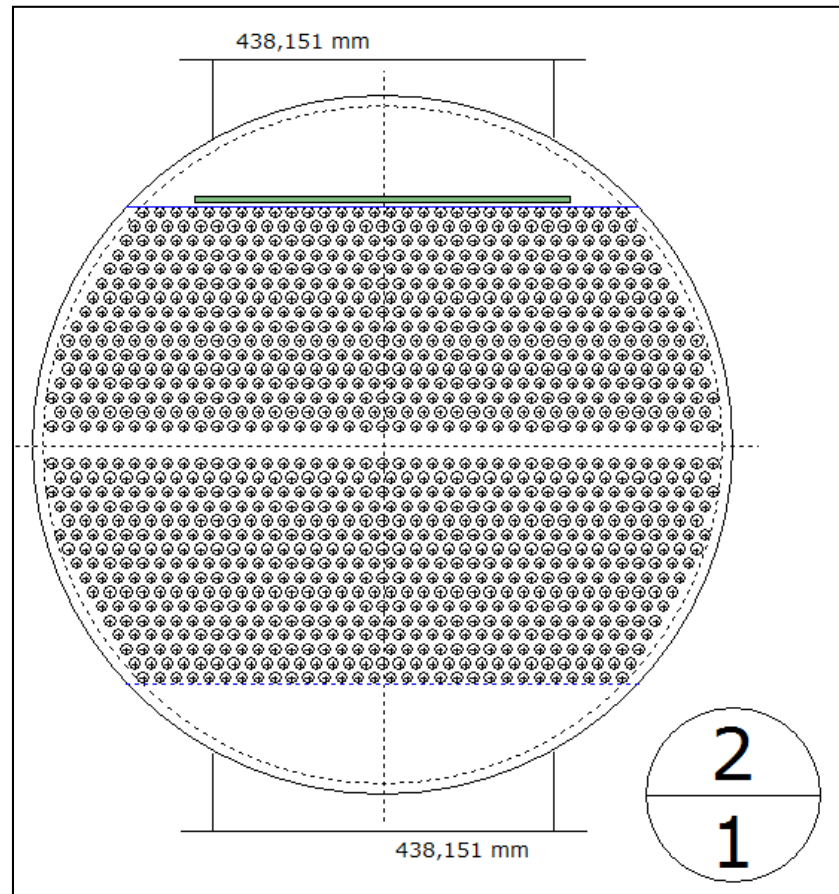


Figura 7.3.2.6: Huella de tubos Sobrecalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

En esta figura se puede apreciar como el tamaño de las conexiones es muy grande, hecho provocado por el gran caudal que entra en la carcasa.

Por último se presenta el resumen en el que se muestran los resultados alcanzados con el programa térmico para el sobrecalentador:


Service of Unit		SUPERHEATER		Item No.			
Size	900,000 x 11980 mm	Type	DEU	Horz.	Connected In	1 Parallel	1 Series
Surf/Unit (Gross/Eff) 693,06 / 683,52 m2		Shell/Unit 1		Surf/Shell (Gross/Eff) 693,06 / 683,52 m2			
PERFORMANCE OF ONE UNIT							
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side		
Fluid Name		Therminol VP-1			STEAM		
Fluid Quantity. Total		kg/s			280,50		
Vapor (In/Out)					30,47		
Liquid		280,50			280,50		
Steam					30,47		
Water							
Noncondensables							
Temperature (In/Out)		C			391,00		
Specific Gravity		0,707			0,7245		
Viscosity		mN-s/m2			0,151		
Specific Heat		kJ/kg-C			2,599		
Thermal Conductivity		W/m-C			0,078		
Latent Heat		kJ/kg					
Inlet Pressure		bar			16,95		
Velocity		m/s			1,09		
Pressure Drop. Allow/Calc		bar			1,60		
Fouling Resistance (min)		m2-K/W			0,000180		
Heat Exchanged MegaWatts		9,6129			MTD (Corrected)		
Transfer Rate. Service		706,70 W/m2-K			Clean		
					1069,5 W/m2-K		
					Actual		
					748,49 W/m2-K		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)		
		Shell Side		Tube Side			
Design/Test Pressure		barG		25,00 / 37,5			
Design Temperature		C		400,00			
No Passes per Shell		1		2			
Corrosion Allowance		mm		3			
Connections							
Size & Rating	In	mm		1 @ 438,151		1 @ 254,509	
	Out	mm		1 @ 438,151		1 @ 254,509	
	Intermediate	@		@		@	
U Tube No.		580		OD 15,875 mm		Thk(Avg) 1,473 mm	
						Length 11,980 m	
						Pitch 21,166 mm	
						Layout 30	

Tabla 7.3.2.1: Resumen resultados Sobrecalentador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados con programa HTRI

### 7.3.3 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR EVAPORADOR.

Una vez definido el sobrecalentador, y las condiciones fundamentales de funcionamiento se procede al dimensionamiento del evaporador, equipo en que se producirá la ebullición del agua.

Para el lado tubo, el intercambiador trabajará a una relativa baja presión (25bar de diseño), por lo que la configuración seleccionada será la tipo N. La carcasa, al ser un intercambiador *Kettle* será por tanto TEMA K, por lo que ya se tienen totalmente definido el tipo de intercambiador a diseñar, que será un NKU.

Para el diseño de este equipo, se ha de tener en cuenta que es necesario dejar un pasillo entre los tubos, de forma que, se mejore la circulación del vapor generado, por lo que los se dispondrán con una configuración de 90°. En este caso, no influye

térmicamente respecto a una configuración de 30º, ya que el fluido que se encuentra en la carcasa está estancado, bañando por completo los tubos.

En el caso concreto de este tipo de *Kettle*, al estar el agua almacenada en el interior de la carcasa, no es necesario distribuir el fluido a través del haz tubular, por lo que simplemente será necesario añadir placas soporte al equipo de manera que se cumpla el máximo admisible de longitud sin soporte de los tubos y no se utilizan baffles o difusores del fluido.

Un aspecto a tener en cuenta son las impurezas que lleva asociada el agua, que harán necesario un sistema que las elimine a medida que se produce la ebullición. Esta eliminación se produce por medio de un sistema de purga colocado al final del equipo, con la disposición de una chapa rebosadero que asegurará mantener por otro lado los niveles de agua dentro de un rango deseado. La salida de estas purgas irán a la línea de drenajes.

El volumen de agua que sale por estos drenajes es de aproximadamente un 1% del caudal de vapor, por lo que el agua que entra en el equipo deberá ser mayor que el caudal de vapor generado, de forma que se garantice el funcionamiento de manera continua en estados estacionarios de operación.

Por lo tanto, el caudal de agua a la entrada del evaporador deberá ser:

$$m_{agua} = \frac{m_{vapor}}{0,99} = 30,775 Kg/s \quad (Ec\ 7.3.3.1)$$

Al igual que en los demás intercambiadores, se realizará un cálculo previo teniendo en cuenta que en este caso existen 2 condiciones diferentes de salida, el caudal de salida como vapor y el caudal de salida como agua por medio de los drenajes y se realizaran varias iteraciones hasta obtener el diseño deseado.

Las condiciones del lado agua vapor serán:

- P entrada agua = 110,4 bar
- T entrada agua = 313,35ºC
- P salida vapor = 110,35bar

- T salida vapor = 318,14°C
- T salida drenajes = 318,14°C
- Calidad agua drenajes = 0%

Con estas condiciones, calculando las entalpías para cada caso se tiene que:

$$Q = m_v \cdot h_v + m_{dren} \cdot h_{dren} - m_{agua} \cdot h_{agua} \quad (\text{Ec 7.3.3.2})$$

Si sustituimos por los valores se obtiene:

$$\begin{aligned} Q &= 30,47 \cdot 2.705,9 + 0,30775 \cdot 1.452 - 30,775 \cdot 1.420,4 = \\ &= 39.182,82\text{kJ/s}=39,183\text{MW} \end{aligned} \quad (\text{Ec 7.3.3.3})$$

Con todas estas configuraciones, se procede al diseño en el programa térmico. Como los internos no ofrecen muchas mejoras, se consigue el diseño del equipo con cierta rapidez, sin más que cumplir la separación de los tubos respecto a las conexiones de entrada en la carcasa necesarias para no tener problemas de vibraciones y ajustando lo máximo posible la longitudes de los tubos, ya que es este caso es el factor limitante, en vez de la pérdida de carga, que es mucho menor que la permitida.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

- Long tubos tramo recto= 11.320mm
- Diámetro Carcasa= 1.580mm
- Número de tubos= 1.914 tubos.
- Número de filas= 32.
- $R_{\text{maxtubo}} = R_{\text{curv}} + \text{pitch} \cdot (n^{\circ}_{\text{filas}} - 1) = 23,8 + 21,166 \cdot (31) =$   
 $= 679,9\text{mm} \quad (\text{Ec 7.3.3.4})$
- Longitud máxima tubos=  $2 \cdot L_{\text{tubo}} + \pi \cdot R_{\text{maxtubo}} = 24.776\text{mm} \quad (\text{Ec 7.3.3.5})$
- Espesor placa tubular= 250mm
- Long efectiva tubos=  $11.320 - 250 = 11.070\text{mm}$

Los resultados térmicos son los siguientes:

- $U_{requerido} = 919,88 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- $U_{actual} = 974,65 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- $\text{Sobredimensionamiento} = \frac{U_{actual}}{U_{requerido}} = 5,95\%$
- $\text{Área intercambio} = 2.210,85 \text{ m}^2$
- $\text{EMTD} = 19,2^\circ\text{C}$
- $\text{Potencia térmica intercambiada} = 39,14 \text{ MW}$

Con las condiciones de salida de los fluidos:

- $T_{salida} \text{ vapor} = 318,29^\circ\text{C}$
- $P_{salida} \text{ vapor} = 110,38 \text{ bar}$
- $T_{salida} \text{ aceite} = 321,42^\circ\text{C}$
- $P_{salida} \text{ aceite} = 14,57 \text{ bar}$

Pero para finalizar este diseño, se debe tener en cuenta las dimensiones del diámetro interno de la carcasa, el cuál por especificaciones de montaje, tiene que ser de unas 33 pulgadas (838,2mm) mayor que el valor obtenido para el Shell ID, en este caso de 1.580mm. Luego, para este caso, el *Kettle* ID deberá ser de:

$$- K_{Id} = 1.580 + 838,2 = 2.418,2 \sim 2.420 \text{ mm} \quad (\text{Ec 7.3.3.6})$$

Con este último parámetro definido, se conocen las dimensiones generales del intercambiador y también la huella de los tubos que tendrá el equipo en la figura 7.3.3.1 y figuras 7.3.3.2.

En estas figuras se aprecia que se han escogido la colocación de 2 conexiones para la salida del vapor con la intención de facilitar la salida del vapor generado a lo largo de toda la carcasa del intercambiador. Se puede ver como existe una pequeña conexión al final, tras la chapa rebosadero, a través de la cual se realizará la purga.

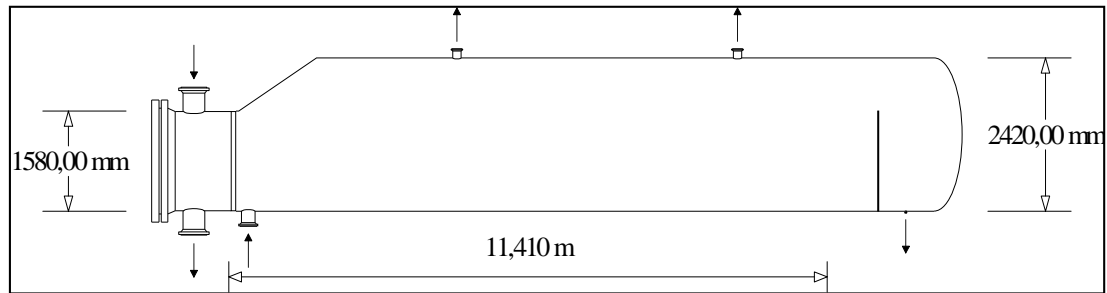


Figura. 7.3.3.1: Dimensiones generales Kettle. Fuente: HTRI Output drawing.

También se aprecia que el recorrido del aceite por los tubos está invertido respecto a la posición normal. En este caso, el aceite entrará por la parte superior del lado *Channel* y saldrá por la parte inferior. Esta configuración se realiza para que la evaporación sea más homogénea a lo largo de todo el haz y no sea entorpecido por los tubos, bajo los cuales podría quedarse burbujas de agua que perjudicarían la transmisión de calor a través de los mismos.

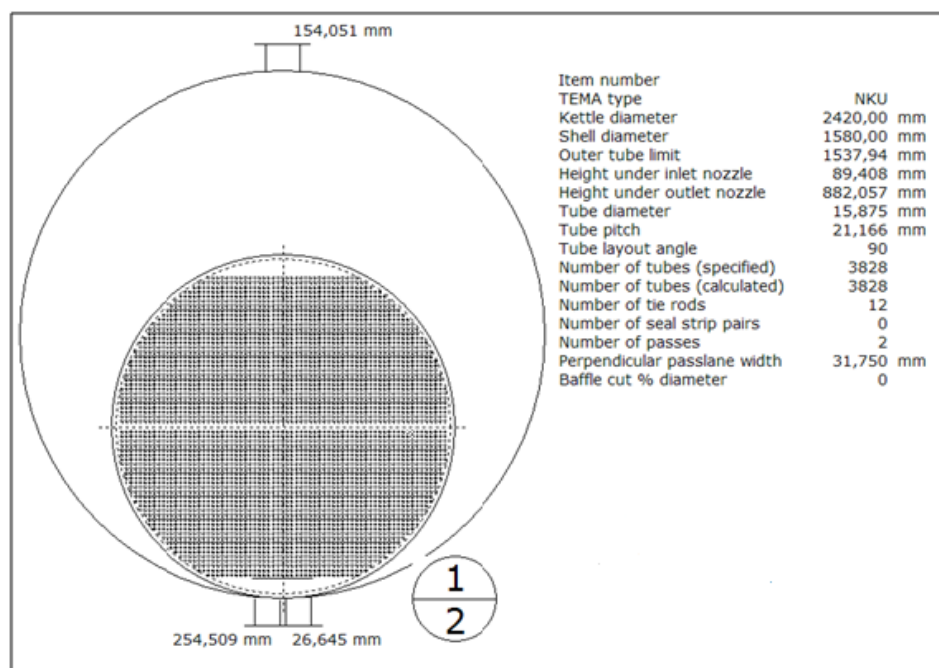


Figura 7.3.3.2: Huella de tubos del Kettle Fuente: HTRI layout

Por último se presenta el resumen en el que se muestran los resultados alcanzados con el programa térmico para el evaporador:



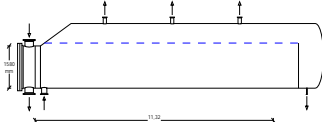
Service of Unit	EVAPORADOR				Item No.					
Size	1580,00 - 2420,00 x 11319,9 mm				Type	NKU	Horz,	Connected In	1 Parallel	1 Series
Surf/Unit (Gross/Eff)	2258,58 / 2210,85 m2				Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	2258,58 / 2210,85 m2		
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid Allocation			Shell Side				Tube Side			
Fluid Name			Water / Steam				Therminol VP-1			
Fluid Quantity. Total		kg/s	30,78				280,50			
Vapor (In/Out)							30,47			
Liquid			30,78				0,31			
Steam							30,47			
Water			30,78				0,31			
Noncondensables										
Temperature (In/Out)		C	313,35				318,29			
Specific Gravity			0,685				0,6715			
Viscosity		mN-s/m2	0,081				0,0207 V/L 0,079			
Specific Heat		kJ/kg-C	6,166				7,949 V/L 6,456			
Thermal Conductivity		W/m-C	0,522				0,085 V/L 0,510			
Latent Heat		kJ/kg	1254				1253,8			
Inlet Pressure		bar					110,40			
Velocity		m/s					0,06			
Pressure Drop. Allow/Calc		bar	0,50				0,02			
Fouling Resistance (min)		m2-K/W					0,000180			
Heat Exchanged MegaWatts		39,1443					MTD (Corrected)			
Transfer Rate. Service		919,88 W/m2-K	Clean				1683,8 W/m2-K			
							Actual			
							974,65 W/m2-K			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL							Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
			Shell Side			Tube Side				
Design/Test Pressure		barG	125,00 / 187,5			25,000 / 37,5				
Design Temperature		C	350,00			400,00				
No Passes per Shell			1			2				
Corrosion Allowance		mm	3			3				
Connections		In mm	1 @ 254,509			1 @ 406,401				
Size & Rating		Out mm	3 @ 154,051			1 @ 406,401				
		Intermediate	@			@				
U Tube No.		1914	OD 15,875 mm		Thk(Avg) 2,270 mm		Length 11,320 m		Pitch 21,166 mm	
									Layout 90	

Tabla 7.3.3.1: Resumen resultados obtenidos para el evaporador

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados con programa HTRI

También se muestran de manera visual la representación en 3-D del evaporador kettle y los internos de dicho intercambiador.

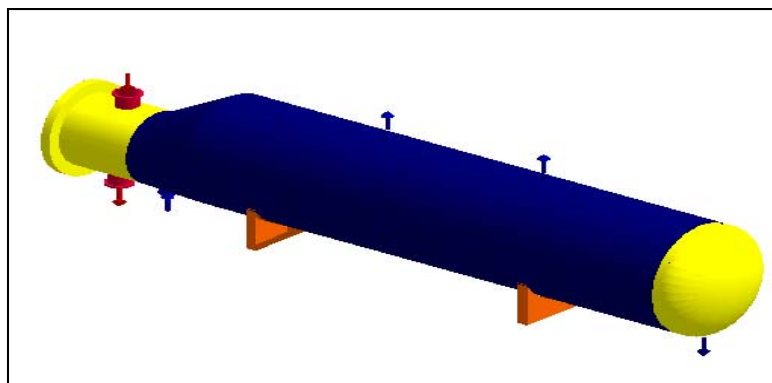


Figura 7.3.3.3: Imagen externa del Kettle. Fuente: HTRI Output drawing.

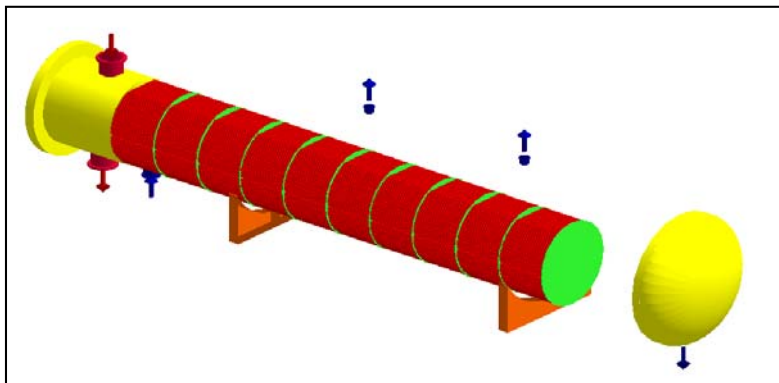


Figura 7.3.3.4: Imagen interna *Kettle*. Fuente: HTRI Output drawing.

En este dibujo de los internos, en los que no aparece el curvado de los tubos, se analiza y puede ver como las placas soporte colocadas tendrán una forma circular completa alrededor del haz tubular.

Indicar, al igual que en los casos anteriores que para dar por cerrado el diseño de este intercambiador, se tendrá que realizar los pertinentes cálculos mecánicos, sobre todo el espesor de la placa tubular.

#### 7.3.4 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR PREHEATER O PRECALENTADOR.

Por último, se procede al dimensionamiento del intercambiador precalentador. Su función principal es la de aprovechar el calor que sigue llevando el aceite térmico, para calentar el agua hasta una temperatura cercana a la de ebullición, dejando un margen de seguridad por si hubiera algún problema por el que el precalentador, calentase el agua demasiado, y se tuviera un margen de seguridad para que la ebullición se produzca en el evaporador y no en las tubería intermedias.

El agua que llega a este intercambiador proviene de los precalentadores de agua de alimentación, a los cuales llega procedente del condensador.

Térmicamente se conocen casi todas las condiciones de operación del intercambiador, solo falta conocer las de salida del aceite, ya que se fijará la temperatura de salida del agua y mantendrán las condiciones facilitadas en la especificación tipo para la entrada

al sistema de generación de vapor del agua y las condiciones provenientes del evaporador tipo *Kettle* para el aceite.

Se seguirán usando los tubos curvados en U, y como se trabajara a altas presiones en el lado tubo se utilizará el *channel* tipo “D”. Para la carcasa, como lo deseado es tener la pérdida de carga del lado tubo lo más cercana posible a la necesaria de 1,25bar, se buscará una configuración que haga tener una eficiencia térmica mayor y de este modo, tener el menor número de tubos. Como ocurrió en el caso del sobrecalentador, la tipo “F” no es válida ya que tiene muchos problemas de vibraciones y la pérdida de carga sería muy elevada. Se usará una variante del tipo “F”, que es la tipo “H”, la que se caracteriza por tener dos conexiones de entrada y dos de salida en la carcasa, la cual se divide en dos secciones, cada una de las cuales tiene una placa longitudinal entre ellas.

Debido a que la velocidad interno de los tubos, en el caso de configurar el intercambiador con dos pasos, será inferior a la mínima recomendable de 1,4m/s, se ha optado por realizar cuatro pasos por ellos, lo cual también ayudará a aumentar la pérdida de carga, mejorar la operación, y llegar al valor deseado de velocidad. Al seleccionarse la configuración de cuatro pasos, el recorrido del fluido será el siguiente través de los tubos, los cuales tendrán un curvado en horizontal, en vez del habitual en vertical.

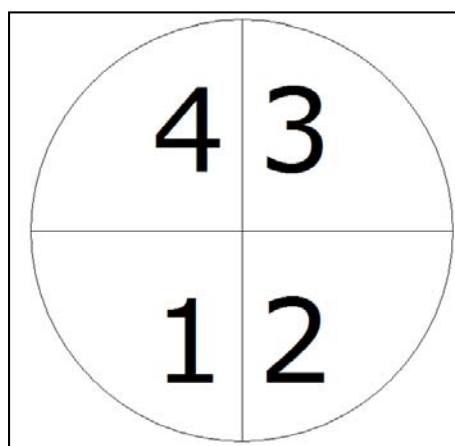


Figura 7.3.4.1: Diagrama indicador pasos del fluido por los tubos.

Fuente: HTRI Output drawing.

Con esta configuración, el curvado de los tubos se girará 90°, quedando curvados en horizontal, dejando además un espacio entre las filas centrales para alojar el baffle longitudinal.

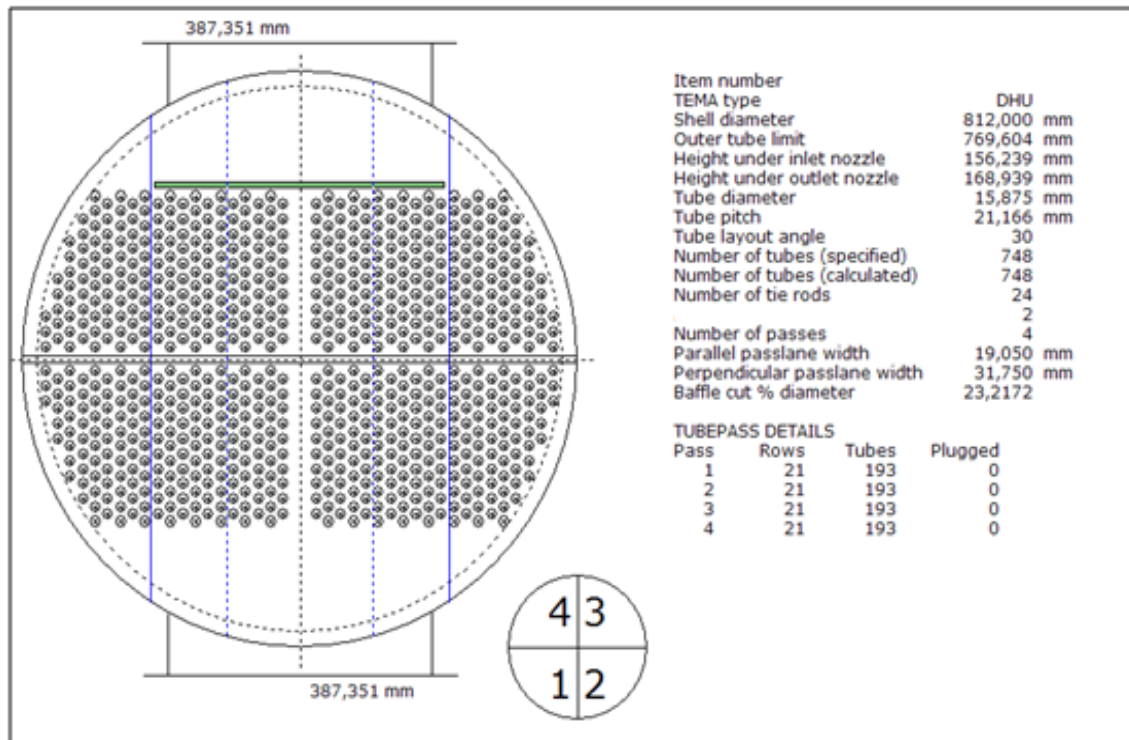


Figura 7.3.4.2: Huella de tubos Precalentador.

Fuente: HTRI Output drawing.

Además, esta limitación mínima de velocidad del agua en el interior de los tubos, provoca que con el fin de obtener mayor velocidad, se aumente el espesor del tubo, de manera que se reduzca la sección de paso. No es térmicamente un resultado óptimo, pero en este caso, no se cumpliría el valor de 1.4m/s estando dentro de las limitaciones de longitud de tubos, y teniendo el intercambiador suficiente superficie de intercambio para ser capaz de ceder el calor del aceite al agua.

Se aumenta el espesor hasta la siguiente galga normalizada y de este modo incrementar dicho valor de la velocidad. Aumentando el solapamiento de los difusores y el número de los mismos, y el número de tie-rods de 20 a 24, conseguimos alcanzar los valores deseados.

Las dimensiones del equipo finales son las siguientes:

- Long tubos tramo recto= 11.820mm
- Diámetro Carcasa= 812mm
- Número de tubos= 374 tubos.
- Número de filas (en horizontal)= 20 filas
- $R_{\text{maxtubo}} = 23,8 + \text{pitch} \cdot \cos(30^\circ) \cdot (n^\circ \text{ filas} - 1) = 372.1 \text{ mm}$  (Ec 7.3.4.1)
- Longitud máxima tubos=  $2 \cdot L_{\text{tubo}} + \pi \cdot R_{\text{maxtubo}} = 24809 \text{ mm}$  (Ec 7.3.4.2)
- Espesor placa tubular= 145mm
- Long efectiva tubos=  $11.820 - 145 = 11.675 \text{ mm}$

Y Los resultados térmicos son los siguientes:

- $U_{\text{requerido}} = 1.086,35 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- $U_{\text{actual}} = 1.152,19 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- Sobredimensionamiento =  $\frac{U_{\text{actual}}}{U_{\text{requerido}}} = 6,06\%$
- Área intercambio=  $435,53 \text{ m}^2$ .
- EMTD=  $21,6^\circ \text{C}$
- Potencia térmica intercambiada =  $10,23 \text{ MW}$

Con las condiciones de salida del aceite y del vapor:

- $T_{\text{salida}} \text{ agua} = 313,35^\circ \text{C}$
- $P_{\text{salida}} \text{ agua} = 110,75 \text{ bar}$
- $T_{\text{salida}} \text{ aceite} = 305,45^\circ \text{C}$
- $P_{\text{salida}} \text{ aceite} = 13,16 \text{ bar}$

El factor “B” de distribución del fluido por la carcasa es ligeramente inferior a lo deseado. Este valor tan bajo se debe a la gran cantidad de espacio libre existente en la carcasa como se aprecia en la figura 7.3.4.2 de huella de tubos del intercambiador.

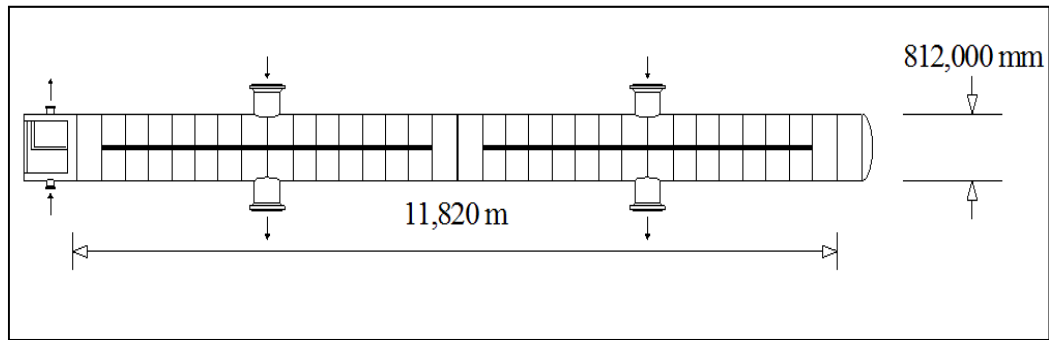


Figura 7.3.4.3: Dimensiones generales del intercambiador Precalentador.

Fuente: HTRI Output drawing.

En esta imagen lateral se puede apreciar como es la configuración DHU elegida, con las 2 conexiones de entrada y las 2 conexiones de salida de la carcasa y los difusores longitudinales que existirán en cada zona. Con esta configuración, el fluido que circula por la carcasa hará 4 pasos por la misma.

A continuación se muestran unas imágenes de los internos y el exterior en 3-D del equipo diseñado:

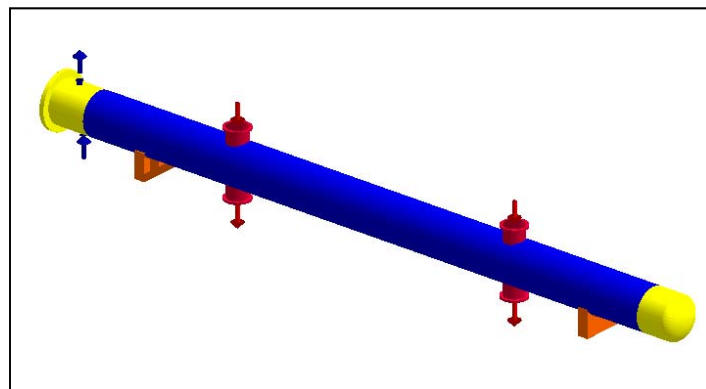


Figura 7.3.4.4: Imagen exterior del intercambiador Precalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

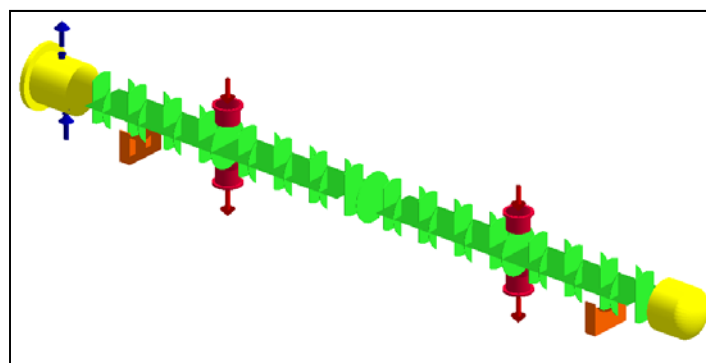


Figura 7.3.4.5: Imagen interna del intercambiador Precalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

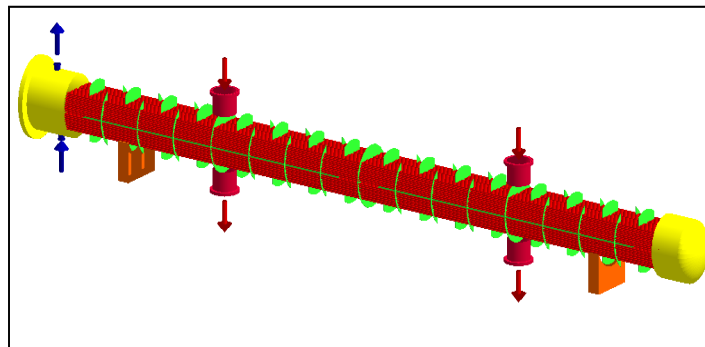


Figura 7.3.4.6: Imagen interna con haz tubular del Precalentador. Fuente: HTRI Output drawing.

Por último se presenta el resumen en el que se muestran los resultados alcanzados con el programa térmico para el precalentador:

Service of Unit		PRECALENTADOR		Item No.	
Size	812,000 x 11820 mm	Type	DHU	Horz.	Connected In
Surf/Unit (Gross/Eff)	440,94 / 435,53 m <sup>2</sup>	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	440,94 / 435,53 m <sup>2</sup>
PERFORMANCE OF ONE UNIT					
Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side	
Fluid Name		Therminol VP-1		WATER / STEAM	
Fluid Quantity, Total	kg/s	280,50		30,78	
Vapor (In/Out)					
Liquid		280,50	280,50	30,78	30,78
Steam					
Water				30,78	30,78
Noncondensables					
Temperature (In/Out)	C	321,42	305,45	250,40	313,35
Specific Gravity		0,7939	0,8117	0,8067	0,6858
Viscosity	mN-s/m <sup>2</sup>	0,2007	0,2156	0,1079	0,0813
Specific Heat	kJ/kg-C	2,369	2,324	4,779	6,154
Thermal Conductivity	W/m-C	0,092	0,096	0,627	0,522
Latent Heat	kJ/kg				
Inlet Pressure	bar	13,75		111,80	
Velocity	m/s	1,10		1,83	
Pressure Drop. Allow /Calc	bar	0,60	0,59	1,25	1,05
Fouling Resistance (min)	m <sup>2</sup> -K/W	0,00018		0,00018	
Heat Exchanged MegaWatts	10,2324	MTD (Corrected)		21,6 C	
Transfer Rate. Service	1086,35 W/m <sup>2</sup> -K	Clean	2170,9 W/m <sup>2</sup> -K	Actual	1152,2 W/m <sup>2</sup> -K
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
		Shell Side	Tube Side		
Design/Test Pressure	barG	25,000 / 37,5	125,00 / 187,5		
Design Temperature	C	350,00	350,00		
No Passes per Shell		4	4		
Corrosion Allowance	mm				
Connections	In mm	2 @ 387,351	1 @ 222,250		
Size & Rating	Out mm	2 @ 387,351	1 @ 222,250		
	Intermediate	@	@		
U Tube No.	374	OD 15,875 mm	Thk(Avg) 1,651 mm	Length 11,820 m	Pitch 21,166 mm
					Layout 30

Tabla 7.3.4.1: Resumen resultados obtenidos para el precalentador

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados con programa HTRI

Al igual que se comentó en los otros 3 intercambiadores que se están diseñando, estas dimensiones deberán ser ratificadas mediante los cálculos mecánicos.

#### 7.4 RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS MECÁNICOS.

A continuación se exponen resumidamente los resultados obtenidos en los cálculos mecánicos de los diferentes intercambiadores, los cuales podrán encontrarse en el anexo C del presente documento.

##### 7.4.1 CÁLCULO MECÁNICO DEL RECALENTADOR.

El primer intercambiador analizado es el recalentador. Como fue relatado en el apartado de descripción de los cálculos mecánicos, se procederá a analizar los diferentes componentes principales del intercambiador que estarán sometidos a presión.

##### Envolventes:

Los resultados obtenidos se muestran a modo resumen en la tabla siguiente:

Elemento analizado	Diámetro interior (mm)	Espesor requerido (mm)	Espesor seleccionado (mm)
Cámara <i>Channel</i>	1.200	18.11	20
Cámara Shell	1.120	16.93	20
Cabeza del Shell	1.120	17.11	20

Tabla 7.4.1.1: Espesores de la envolvente del Recalentador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc.

##### Conexiones:

##### - Conexión de entrada y salida de lado Channel.

Se analizarán ambas conexiones como una única, ya que aunque estarán posicionadas en los extremos contrarios, ambas tienen las mismas dimensiones, por lo que los



resultados serán idénticos. Estas conexiones pertenecerán al circuito agua-vapor y es por ellas por las que el vapor entrará y saldrá del intercambiador, tras recorrer el interior de los tubos.

- Conexión de entrada y salida de lado Shell.

Al igual que en el caso anterior, ambas conexiones son idénticas. Estas conexiones pertenecerán al circuito del fluido térmico y es por ellas por las que el aceite entrara en el cuerpo y tras recorrer toda la longitud, salir del mismo.

Los resultados para todas las conexiones se reflejan a continuación:

Elemento analizado	Diámetro interior (mm)	Espesor seleccionado (mm)
Conexión entrada y salida Shell	202.7	35
Conexión entrada y salida <i>channel</i>	387.4	70

Tabla 7.4.1.2: Espesores de las conexiones del Recalentador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc

En ambos casos, las conexiones serán fabricadas en piezas forjadas, ya que no existen tuberías nominales con el espesor requerido.

Placa tubular.

Se ha analizado para las dimensiones de *channel* y Shell obtenidas y de acuerdo al número de tubos, configuración de tubos.

Los resultados obtenidos son:

Elemento analizado	Diámetro exterior (mm)	Espesor seleccionado (mm)
Placa tubular	1.240	130

Tabla 7.4.1.3: Espesor de la placa tubular del Recalentador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc

#### Cierre cámara channel: Brida Ciega

Los resultados obtenidos se reflejan a continuación:

- Diámetro colocación pernos: 1.350mm
- Diámetro interior: 1.200mm
- Diámetro exterior: 1.406mm
- Número pernos: 60
- Diámetro pernos: 1"
- Espesor tapa: 125mm

#### 7.4.2 CÁLCULO MECÁNICO DEL SOBRECALENTADOR.

Una vez finalizado el recalentador, se analizó el sobrecalentador. La principal diferencia con el intercambiador anterior es la elevada presión de diseño para el lado tubo y circulación del vapor, que provocará que se tenga que aumentar considerablemente los espesores para los elementos que estén en contacto con el vapor.

#### Envolvertes:

Los resultados obtenidos se muestran a modo resumen en la tabla siguiente:

Elemento analizado	Diámetro interior (mm)	Espesor requerido (mm)	Espesor seleccionado (mm)
--------------------	---------------------------	---------------------------	------------------------------

<b>Cámara <i>Channel</i></b>	974	68.31	130
<b>Cámara <i>Shell</i></b>	900	14.35	15
<b>Cabeza del <i>Shell</i></b>	900	14.21	15

Tabla 7.4.2.1: Espesores de la envolvente del Sobrecalentador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc.

Se aprecia como la diferencia de espesores entre las cámaras principales es muy considerable, debido a las grandes diferencias de presión en ambas cámaras.

Indicar, que debido al gran espesor del *channel*, se utilizará dicha pieza para albergar en ella los pernos necesarios para el cierre con una tapa bridada, que posteriormente se analizará.

### Conexiones:

Los resultados para todas las conexiones se reflejan a continuación:

<b>Elemento analizado</b>	<b>Diámetro interior (mm)</b>	<b>Espesor seleccionado (mm)</b>
<b>Conexión entrada y salida <i>Shell</i></b>	438.2	87
<b>Conexión entrada y salida <i>channel</i></b>	254.5	30

Tabla 7.4.2.2: Espesores de las conexiones del Sobrecalentador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc

Una vez más, las conexiones serán fabricadas con piezas de forja a medida, al no existir tuberías nominales con los espesores requeridos.

### Placa tubular.

Elemento analizado	Diámetro exterior (mm)	Espesor seleccionado (mm)
Placa tubular	1.234	165

Tabla 7.4.2.3: Espesor de la placa tubular del Sobrecalentador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc

Se puede apreciar que en esta ocasión el espesor es mayor que para el caso del recalentador, incluso aunque el número de tubos y por tanto de agujeros sobre la misma sea menor, debido a que tiene que soportar una gran diferencia de presiones entre ambos lados.

### Cierre cámara channel: Brida Ciega

Los resultados obtenidos se reflejan a continuación:

- Diámetro colocación pernos: 1.104mm
- Diámetro interior: 974mm
- Diámetro exterior: 1.234mm
- Número pernos: 26
- Diámetro pernos: 2,5" (63.5mm)
- Espesor tapa: 230mm

### 7.4.3 CÁLCULO MECÁNICO DEL EVAPORADOR.

En esta ocasión, el intercambiador es diferente a los demás, ya que el fluido térmico circulará por el interior de los tubos y no por el cuerpo, siendo el fluido que estará en esta cámara el agua/vapor, es decir, el fluido que trabaja a una presión elevada.

Otra particularidad es la existencia de una sección cónica que actué de unión entre el diámetro de la placa tubular y el necesario en el interior del *Kettle*. Sin más, se realizan los cálculos de los diferentes elementos a estudiar.

### Envolventes:

Los resultados obtenidos se muestran a modo resumen en la tabla siguiente:

Elemento analizado	Diámetro interior (mm)	Espesor requerido (mm)	Espesor seleccionado (mm)
Cámara <i>Channel</i>	1.638	23.6	25
Cámara Minor Shell	1.580	84.95	125
Cámara <i>Kettle</i> Shell	2.420	128.35	130
Cabeza del Shell	2.420	122.193	130

Tabla 7.4.3.1: Espesores de la envolvente del evaporador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc

Se aprecia como en este caso, los espesores de la cámara envolvente, es decir la parte Shell, son muy elevados.

### Conexiones:

Los resultados para todas las conexiones se reflejan a continuación:

Elemento analizado	Diámetro interior (mm)	Espesor seleccionado (mm)
Conexión salida Shell - Vapor	154.05	75
Conexión entrada Shell- Agua	254.51	105

<b>Conexión entrada y salida channel</b>	406.4	90
--	-------	----

Tabla 7.4.3.2: Espesores de las conexiones del evaporador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc

Una vez más, las conexiones serán fabricadas con piezas de forja a medida, al no existir tuberías nominales con los espesores requeridos.

#### Placa tubular.

<b>Elemento analizado</b>	<b>Diámetro exterior (mm)</b>	<b>Espesor seleccionado (mm)</b>
<b>Placa tubular</b>	1.580	250

Tabla 7.4.3.3: Espesor de la placa tubular del evaporador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc

#### Cierre cámara channel: Brida Ciega

Los resultados obtenidos se reflejan a continuación:

- Diámetro colocación pernos: 1.840mm
- Diámetro interior: 1.638mm
- Diámetro exterior: 1.920mm
- Número pernos: 48
- Diámetro pernos: 1.5" (38.1mm)
- Espesor tapa: 170mm

#### **7.4.4 CÁLCULO MECÁNICO DEL PRECALENTADOR.**

Por último, se realizan los cálculos pertenecientes al precalentador, equipo, que por sus características de operación y de condiciones de diseño, se asemeja al sobrecalentador.

### Envolventes:

Los resultados obtenidos se muestran a modo resumen en la tabla siguiente:

Elemento analizado	Diámetro interior (mm)	Espesor requerido (mm)	Espesor seleccionado (mm)
Cámara <i>Channel</i>	870	68.31	122
Cámara Shell	812	11.05	15
Cabeza del Shell	812	11.93	15

Tabla 7.4.4.1: Espesores de la envolvente del precalentador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc

Al igual que en el caso del sobrecalentador, el espesor de la cámara *channel* se aumenta para alojar en él, los pernos necesarios para el cierre de la brida ciega, respetando las dimensiones marcadas por la normativa TEMA. [35]

### Conexiones:

Los resultados para todas las conexiones se reflejan a continuación:

Elemento analizado	Diámetro interior (mm)	Espesor seleccionado (mm)
Conexión entrada y salida Shell	387.35	70
Conexión entrada y salida <i>channel</i>	254.0	22.4 (10" Sch 140)

Tabla 7.4.4.2: Espesores de las conexiones del precalentador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc

Se aprecia como en este caso, se ha conseguido utilizar una conexión normalizada para las conexiones de entrada y salida del agua en el precalentador. Al conseguir diseñar las conexiones de esta manera, se consigue abaratar la fabricación de las propias

conexiones, su soldadura al intercambiador, además de recortarse el tiempo necesario para su fabricación.

#### Placa tubular.

Elemento analizado	Diámetro exterior (mm)	Espesor seleccionado (mm)
Placa tubular	1114	145

Tabla 7.4.4.3: Espesor de la placa tubular del precalentador.

Fuente: Elaboración propia a partir de resultados en programa Codecalc

Se aprecia cómo a pesar de tener configuración de 4 pasos de fluido por el lado tubos, el diseño y los valores obtenidos para el espesor de la placa tubular no difieren en demasía a los obtenidos en el sobrecalentador. La principal diferencia en el espesor radica en el menor valor de la temperatura de diseño, lo cual contribuye a unas ligeras mejores propiedades del material, y en ser de un tamaño en diámetro menor, lo que conlleva esa reducción en dimensiones.

#### Cierre cámara channel: Brida Ciega

Los resultados obtenidos se reflejan a continuación:

- Diámetro colocación pernos: 992mm
- Diámetro interior: 870mm
- Diámetro exterior: 1114mm
- Número pernos: 22
- Diámetro pernos: 2,5" (63.5mm)
- Espesor tapa: 205mm



## 8. CONCLUSIONES

### 8.1 RESUMEN DE LOS RESULTADOS.

El objetivo final del presente Proyecto Fin de Carrera ha sido la realización del diseño de los intercambiadores de calor del sistema de generación de vapor de una central solar térmica, de manera que se consiga obtener vapor sobrecalentado a unas condiciones óptimas para hacer funcionar un ciclo de vapor que genere electricidad y suministre esa electricidad a la red eléctrica.

El sistema de generación de vapor de la central termosolar constará de 2 trenes idénticos, cada uno de los cuales constará de 4 intercambiadores de calor. El total de intercambiadores serán 2 precalentadores, 2 evaporadores, 2 sobrecalentadores y 2 recalentadores. Ambos trenes de generación de vapor operan en paralelo de manera idéntica, y no se considera que puedan operar de manera independiente el uno del otro.

En primer lugar se realizó un balance de materia de acuerdo a los datos de operación iniciales de los intercambiadores indicados en el punto 7.1 del capítulo anterior de resultados, de manera que se determinaron los valores de temperatura y presión de entrada de los diferentes fluidos, en cada uno de los intercambiadores. Con estos valores de entrada y por medio de dicho balance de materia, y de acuerdo a las condiciones límite de operación y de pérdida de carga admisibles en cada etapa, se determinaron las condiciones de presión y temperatura de salida aproximada de los fluidos de dichos intercambiadores.

Una vez determinados los valores de operación de los fluidos en cada etapa, se determinaron las condiciones límite de temperatura y presión de diseño de cada una de las zonas de las que se componen los intercambiadores. Para determinar los valores exactos se seleccionó, razonadamente, por cuál de las zonas circularía cada uno de los

fluidos. Es decir, qué fluido circularía por el interior de los tubos, el agua o el aceite térmico, y cuál de esos dos fluidos circularía por la carcasa del intercambiador, o lo que lo mismo por el exterior de los tubos.

Las condiciones de diseño obtenidas, junto con los valores procedentes del balance de materia para cada tren de generación de vapor, se exponen a continuación en el balance térmico con los intercambiadores, diferenciándose las líneas agua/vapor de la línea del aceite térmico, en las tablas 8.1.1 y 8.1.2.

- Lado Agua / Vapor:

		Balance térmico Sistema Generación de Vapor			
	Unid	Recalentador	Precalentador	Evaporador	Sobrecalentador
Condiciones Agua / vapor entrada					
Caudal	Kg/h	89.820,00	110.790,00	110.790,00	109.692,00
Presión	bara	19,80	111,80	110,40	110,20
Temperatura	°C	211,86	250,40	313,35	318,29
Entalpía	kJ/kg	2.770,30	1.087,68	1.420,34	2.706,00
Calidad		0,987	0,00	0,00	1,00
Flujo de calor	kJ/h	248.828.346,00	120.504.067,20	157.359.468,60	296.826.003,54
Condiciones Salida de drenajes					
Flow	Kg/h	0,00	0,00	1.098,00	0,00
Pressure	bara	0,00	0,00	110,38	0,00
Temperature	°C	0,00	0,00	318,39	0,00
Enthalpy	kJ/kg	0,00	0,00	1.451,94	0,00
Flujo de calor	kJ/h	0,00	0,00	1.594.234,06	0,00
Condiciones Agua / Vapor salida					
Caudal	Kg/h	89.820,00	110.790,00	109.692,00	109.692,00
Presión	bara	18,94	110,75	110,38	109,44
Maxima pérdida de carga permitida	bara	1,00	1,20	0,10	1,50
Temperatura	°C	381,5	313,35	318,29	383,50
Entalpía	kJ/kg	3.211,78	1.420,31	2.705,64	3.020,35
Flujo de calor	kJ/h	288.482.447,34	157.356.546,37	296.787.119,35	331.308.088,95
Condiciones de diseño lado agua					
Presión de diseño	barg	22,00	123,00	121,00	121,00
Presión de diseño especificada	barg	25,00	125,00	125,00	125,00
Temperatura de diseño teorica	°C	397,00	328,00	333,00	399,00
Temperatura de diseño especificada	°C	400,00	350,00	350,00	400,00
Intercambio calor agua / vapor	kJ/h	39.654.101,34	36.852.479,17	141.021.884,82	34.482.085,41

Tabla 8.1.1: Resumen de balance térmico obtenido para la línea agua-vapor

Fuente: Elaboración propia

En línea del agua/vapor (tabla 8.1.1), se puede apreciar la gran diferencia de intercambio producido entre el intercambiador evaporador y el resto de los intercambiadores, hecho que se resalta en la figura 8.1.4.

Respecto a la línea del aceite, figura 8.1.2, los datos obtenidos para el calor cedido por el fluido térmico, se asemejan casi al 100% con respecto al ganado por el agua o el vapor, en los respectivos intercambiadores. Estas ligeras variaciones se deben a los redondeos realizados en las diferentes propiedades de los fluidos.

- Lado Aceite térmico:

		Balance térmico Sistema Generación de Vapor			
	Unid	Recalentador	Precalentador	Evaporador	Sobrecalentador
Condiciones Aceite térmico Entrada					
Caudal	Kg/h	112.176,00	1.009.800,00	1.009.800,00	1.009.800,00
Presión	bara	16,95	13,75	15,35	16,95
Temperatura	°C	391,00	321,42	377,76	391,00
Entalpía	kJ/kg	785,01	611,20	750,86	785,01
Condiciones Aceite térmico Salida					
Caudal	Kg/h	112.176,00	1.009.800,00	1.009.800,00	1.009.800,00
Presión salida	bara	16,81	13,16	14,58	15,46
Maxima pérdida de carga permitida	bara	2,40	0,80	1,60	1,60
Temperatura	°C	244,16	305,45	321,42	377,76
Entalpía salida	kJ/kg	431,41	574,70	611,20	750,86
Diferencia temperatura entrada/salida	°C	-146,84	-15,97	-56,34	-13,24
Condiciones de diseño lado aceite					
Presión de diseño	barg	19,00	15,00	17,00	19,00
Presión de diseño especificada	barg	25,00	25,00	25,00	25,00
Temperatura de diseño teorica	°C	399,00	336,00	393,00	399,00
Temperatura de diseño especificada	°C	400,00	400,00	400,00	400,00
Calor cedido aceite		kJ/h	39.665.997,39	36.859.795,53	141.033.325,01
Pinch Point	°C			3,13	
Approach Point	°C			4,94	
Diferencia entre calor intercambiados	kJ/h	11.896,05	7.316,36	11.440,20	2.424,49
Relación entre calor intercambiados	%	99,97	99,98	99,99	99,99

Tabla 8.1.2: Resumen del balance térmico obtenido para la línea aceite

Fuente: Elaboración propia

De manera gráfica se muestra en la figuras 8.1.1 y 8.1.2 un resumen de la evolución de las temperaturas de los fluidos frente al tipo de intercambiador, para la línea principal de producción de vapor y para la línea de recalentamiento.

En los resultados de la línea principal, mostrados en la figura 8.1.1, se aprecia claramente la etapa de evaporación. En dicha etapa, debido al cambio de estado del fluido, no hay prácticamente variación de la temperatura en el agua/vapor, mientras que la temperatura del aceite disminuye considerablemente, ya que se requiere disminuir mucho la energía térmica disponible en el aceite para la evaporación del agua

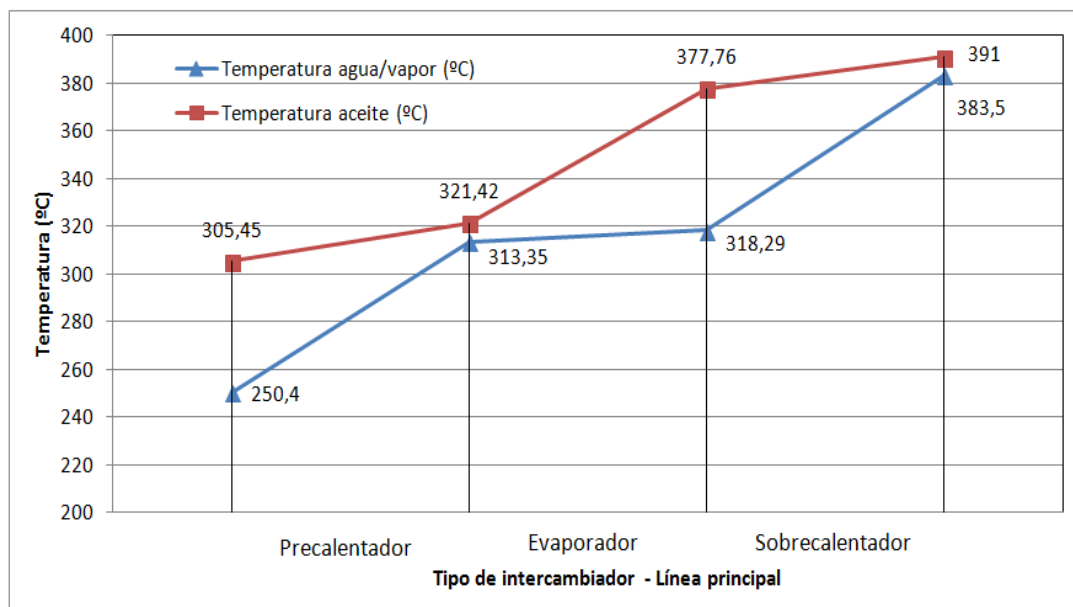


Figura 8.1.1: Temperatura vs Intercambiador para la línea principal

Fuente: Elaboración propia

También se pueden apreciar los márgenes de *Approach point* y *Pinch point*, cuyos valores resultantes se indican en la tabla resumen balance térmico línea aceite 8.1.2.

En la figura 8.1.2, se puede apreciar el gran diferencial térmico que soporta este intercambiador en una sola etapa. Se ha considerado el diseño de un único intercambiador de manera que se intente optimizar el mínimo número de intercambiadores necesarios para realizar el intercambio de calor necesario para la obtención del vapor a las condiciones deseadas. Se ha considerado esta hipótesis por tratarse de una fase preliminar de diseño de los intercambiadores. En una posterior etapa de ingeniería de detalle de los intercambiadores se puede corroborar la validez

de esta única etapa o la necesidad de descomponer la etapa recalentamiento en 2 equipos en serie.

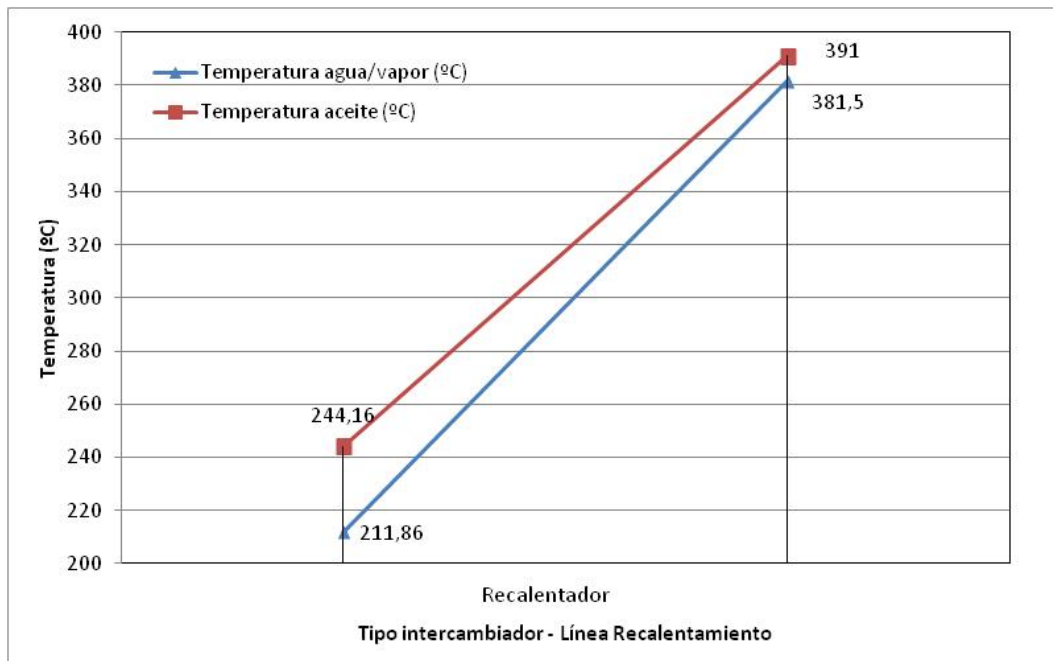


Figura 8.1.2: Temperatura vs Intercambiador para la línea de recalentamiento

Fuente: Elaboración propia

Una vez determinados los rangos de operación de cada intercambiador de calor, y las condiciones límite de diseño en presión y temperaturas, se han realizado comparativas entre diferentes materiales para cada uno de los componentes principales. Los materiales estudiados se corresponden con los recomendados por el código técnico de diseño de intercambiadores de calor *HEI* [34]. De esta manera se ha llevado a cabo la selección adecuada a las condiciones de diseño y operación de los equipos, garantizando un correcto funcionamiento durante la vida de los intercambiadores. La selección busca garantizar un correcto funcionamiento durante la vida de los mismos así como reducir el impacto económico de los intercambiadores, de manera que su coste de fabricación sea lo más competitivo posible.

Los materiales escogidos para cada uno de los componentes principales de los intercambiadores han sido siguientes:

- Tubos : SA-179
- Virolas envolventes: SA-516 Gr70
- Placas tubulares: SA-266 Gr2
- Placas Soporte: SA-516 Gr 70
- Conexiones Forjadas: SA-105
- Conexiones: SA-106 Gr B

Para los dos últimos componentes, se seleccionaron los materiales en acero al carbono que son habituales para este tipo intercambiadores y de condiciones de trabajo y operación.

Una vez seleccionados los materiales de cada componente se ha procedido al dimensionamiento térmico de los equipos, con el apoyo de la herramienta de software HTRI, consiguiendo obtenerse la superficie de intercambio necesario en cada intercambiador, el número de tubos necesarios para llevar a cabo el intercambio térmico, y el tamaño en diámetro y longitud de los intercambiadores.

Para alcanzar un diseño térmico óptimo, de todos y cada uno de los intercambiadores, se ha modificado el diámetro y la configuración geométrica de los tubos, ajustado las pérdidas de carga de los fluidos a las condiciones a garantizar. También se ha modificado las configuraciones de las carcasas y de los difusores o *baffles*, de manera que se consiguieran cumplir todas y cada una de las consideraciones y especificaciones solicitadas. Además se han determinado el número de conexiones y las dimensiones necesarias de las mismas en cada intercambiador.

Para la finalización del diseño preliminar de los intercambiadores, se ha realizado un dimensionamiento de los espesores de los componentes principales de los intercambiadores con la ayuda del software Codecalc, utilizándose como base tanto

los materiales escogidos para cada componente como las dimensiones obtenidas en los cálculos térmicos.

A continuación se resumen los resultados obtenidos en un formato tipo hoja de datos. Dicho formato es común en el diseño de intercambiadores de calor y suele expresarse en inglés pues las empresas relevantes del sector son internacionales.

En la hoja de datos se reflejan los principales datos de interés y los principales resultados, como son:

- Área de intercambio.
- Coeficiente global de transferencia de calor.
- Potencia térmica intercambiada.
- Proceso térmico del intercambiador.
- Dimensiones principales de envolvente y cámara de retorno.
- Tamaño y configuración de tubos.
- Materiales de los diferentes componentes.
- Tipo de difusores seleccionados y separación entre ellos.
- Número y dimensiones de las conexiones principales.
- Peso estimado del intercambiador.
- Factor de ensuciamiento considerado para cada fluido.

También se muestran, junto con la hoja de datos, un esquema y las dimensiones generales de los diferentes intercambiadores diseñados y el posicionamiento de las conexiones principales de cada uno de ellos.

### 8.1.1 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL RECALENTADOR.

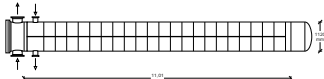
HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET									
Service of Unit RE-HEATER					Item No.				
Size	1120,00 x 11010 mm			Type	NFU	Horz.,	Connected In 1 Parallel		1 Series
Surf/Unit (Gross/Eff)	1158,58 / 1144,90 m2			Shell/Unit	1		Surf/Shell (Gross/Eff) 1158,58 / 1144,90 m2		
PERFORMANCE OF ONE UNIT									
Fluid Allocation				Shell Side			Tube Side		
Fluid Name				Therminol VP-1			Vapor de agua		
Fluid Quantity. Total		kg/s	31,16			24,95			
Vapor (In/Out)						24,63		24,95	
Liquid			31,16		31,16		0,32		
Steam									
Water									
Noncondensables									
Temperature (In/Out)		C	391,00		244,16		211,86		381,5
Specific Gravity			0,707		0,8741		0,8508		
Viscosity		mN-s/m2	0,151		0,2979		0,0167 V/L 0,1264		0,024
Specific Heat		kJ/kg-C	2,599		2,165		3,182 V/L 4,563		2,203
Thermal Conductivity		W/m-C	0,078		0,107		0,047 V/L 0,656		0,058
Latent Heat		kJ/kg				1891,9		1897	
Inlet Pressure		bar	16,95			19,80			
Velocity		m/s	0,30			22,79			
Pressure Drop. Allow/Calc		bar	2,40		0,14		1,00		0,86
Fouling Resistance (min)		m2-K/W	0,00018			0,00018			
Heat Exchanged MegaWatts		10,8391	MTD (Corrected)			26,8 C			
Transfer Rate. Service		353,07 W/m2-K	Clean	434,36 W/m2-K		Actual		370,85 W/m2-K	
CONSTRUCTION OF ONE SHELL						Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
		Shell Side			Tube Side				
Design/Test Pressure		barG	25,00 /	37,5	25,00 /	37,5			
Design Temperature		C	400,00		400,00				
No Passes per Shell			2		2				
Corrosion Allowance		mm	3		3				
Connections		In mm	1 @ 202,718		1 @ 387,351				
Size & Rating		Out mm	1 @ 202,718		1 @ 387,351				
		Intermediate	@		@				
U Tube No.		1055	OD 15,875 mm	Thk(Avg) 1,270 mm	Length 11,010 m	Pitch 21,166 mm	Layout 30		
Tube Type		U Tube			Material SA-556 B2				
Shell		SA-516 Gr.70	ID = 1120 mm	Thk = 20 mm	Shell Cover	SA-516 Gr.70	Thk = 20 mm		
Channel or Bonnet		SA-516 Gr.70	ID = 1200 mm	Thk =20 mm	Channel Cover	SA-266 Cl.2	Thk = 125 mm		
Tubesheet-Stationary		SA-266 Cl.2	Thk = 130mm		Tubesheet-Floating	N/A			
Floating Head Cover		N/A			Impingement Plate	Rectangular plate			
Baffles-Cross		SA-516 Gr.70	Type DOUBLE-SEG.	%Cut (Diam) 27,6	Spacing(c/c) 475,000		Inlet 680,000 mm		
Baffles-Long		SA-516 Gr.70			Seal Type				
Supports-Tube					U-Bend Full Support	Type			
Bypass Seal Arrangement		Seal Strips			Tube-Tubesheet Joint	Expanded and welded			
Expansion Joint		N/A			Type				
Rho-V2-Inlet Nozzle		1319.88	kg/m-s2	Bundle Entrance 102,92	Bundle Exit 65,82	kg/m-s2			
Weight/Shell 27904.5		Filled with Water 39590.1			Bundle 12742.5	kg			

Tabla 8.1.1.1: Hoja de datos del recalentador

Fuente: Elaboración propia

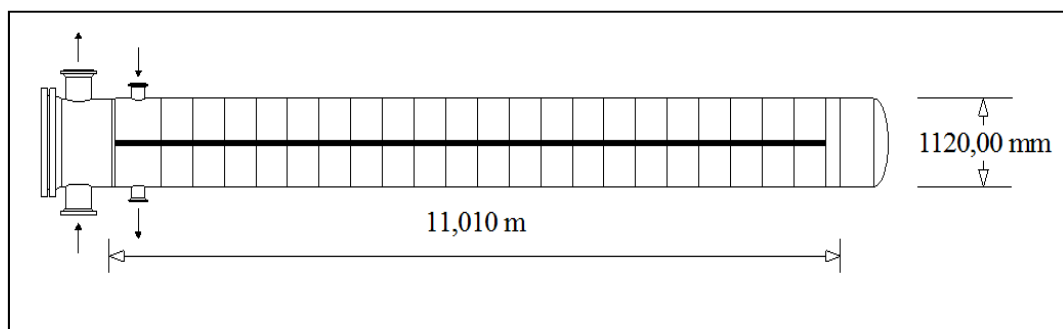


Figura 7.3.1.4: Dimensiones generales Recalentador



## 8.1.2 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL SOBRECALENTADOR.


HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET										
Service of Unit		SUPERHEATER				Item No.				
Size		900,000 x 11980 mm		Type	DEU	Horz.	Connected In	1 Parallel	1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eff)		693,06 / 683,52 m2		Shell/Unit	1		Surf/Shell (Gross/Eff) 693,06 / 683,52 m2			
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid Allocation			Shell Side				Tube Side			
Fluid Name			Therminol VP-1				STEAM			
Fluid Quantity. Total		kg/s	280,50				30,47			
Vapor (In/Out)							30,47	30,47		
Liquid			280,50		280,50					
Steam							30,47	30,47		
Water										
Noncondensables										
Temperature (In/Out)		C	391,00		377,76		318,29		383,5	
Specific Gravity			0,707		0,7245					
Viscosity		mN-s/m2	0,151		0,1594		0,021		0,024	
Specific Heat		kJ/kg-C	2,599		2,549		7,349		3,455	
Thermal Conductivity		W/m-C	0,078		0,081		0,045		0,053	
Latent Heat		kJ/kg								
Inlet Pressure		bar	16,95				110,20			
Velocity		m/s	1,09				8,49			
Pressure Drop. Allow/Calc		bar	1,60		1,49		1,00		0,76	
Fouling Resistance (min)		m2-K/W	0,000180				0,000180			
Heat Exchanged MegaWatts		9,6129	MTD (Corrected)				19,9 C			
Transfer Rate. Service		706,70 W/m2-K	Clean	1069,5 W/m2-K		Actual		748,49 W/m2-K		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL						Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)				
			Shell Side		Tube Side					
Design/Test Pressure		barG	25,00 / 37,5		125,00 / 187,5					
Design Temperature		C	400,00		400,00					
No Passes per Shell			1		2					
Corrosion Allowance			mm 3		mm 3					
Connections Size & Rating	In	mm	1 @ 438,151		1 @ 254,509					
	Out	mm	1 @ 438,151		1 @ 254,509					
	Intermediate		@		@					
U Tube No.		580	OD 15,875 mm		Thk(Avg) 1,473 mm		Length 11,980 m		Pitch 21,166 mm	Layout 30
Tube Type		U Tube				Material SA-556 B2				
Shell		SA-516 Gr.70 ID = 900mm		Thk = 15 mm		Shell Cover		SA-516 Gr.70 Thk = 15 mm		
Channel or Bonnet		SA-266 Cl.2 ID = 974 mm		Thk =130 mm		Channel Cover		SA-266 Cl.2 Thk = 230 mm		
Tubesheet-Stationary		SA-266 Cl.2		Thk = 165 mm		Tubesheet-Floating		N/A		
Floating Head Cover		N/A				Impingement Plate		Rectangular plate		
Baffles-Cross		Type NTIW-SEG.			%Cut (Diam) 15,9		Spacing(c/c) 1181,5		Inlet 1181,5 mm	
Baffles-Long		SA-516 Gr.70				Seal Type				
Supports-Tube						U-Bend Full Support		Type		
Bypass Seal Arrangement		Seal Strips				Tube-Tubesheet Joint		Expanded and welded		
Expansion Joint		N/A				Type				
Rho-V2-Inlet Nozzle		4900,94 kg/m-s2			Bundle Entrance 4852,26		Bundle Exit 2343,46		kg/m-s2	
Weight/Shell 17946,6		Filled with Water 25742,0				Bundle 8212,94		kg		

Tabla 8.1.2.1: Hoja de datos del sobrecalentador

Fuente: Elaboración propia

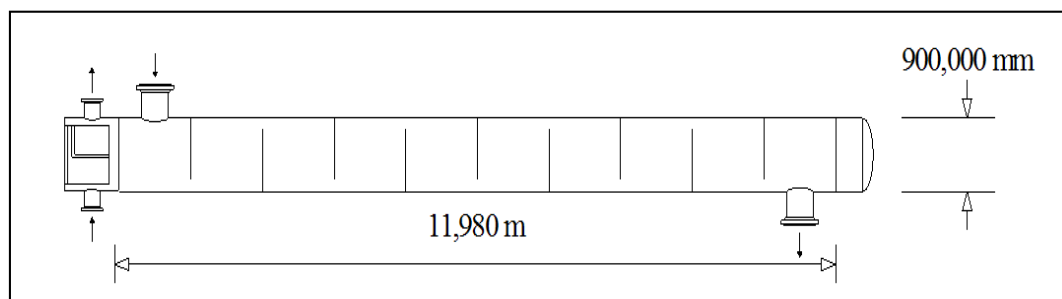


Figura 7.3.2.4: Dimensiones generales Sobrecalentador

### 8.1.3 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL EVAPORADOR TIPO KETTLE.

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET												
Service of Unit		EVAPORADOR				Item No.						
Size		1580,00 - 2420,00 x 11319,9 mm				Type	NKU	Horz.	Connected In	1 Parallel	1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eff)		2258,58 / 2210,85 m2		Shell/Unit		1		Surf/Shell (Gross/Eff)		2258,58 / 2210,85 m2		
PERFORMANCE OF ONE UNIT												
Fluid Allocation			Shell Side					Tube Side				
Fluid Name			Water / Steam					Therminol VP-1				
Fluid Quantity. Total			kg/s		30,78				280,50			
Vapor (In/Out)								30,47				
Liquid			30,78				0,31		280,50		280,50	
Steam							30,47					
Water			30,78				0,31					
Noncondensables												
Temperature (In/Out)			C		313,35		318,29		377,76		321,42	
Specific Gravity					0,685		0,6715		0,7162		0,785	
Viscosity			mN-s/m2		0,081		0,0207 V/L 0,079		0,14		0,19	
Specific Heat			kJ/kg-C		6,166		7,949 V/L 6,456		2,597		2,417	
Thermal Conductivity			W/m-C		0,522		0,085 V/L 0,510		0,082		0,091	
Latent Heat			kJ/kg		1254		1253,8					
Inlet Pressure			bar		110,40				15,35			
Velocity			m/s		0,06				1,89			
Pressure Drop. Allow/Calc			bar		0,50		0,02		1,60		0,77	
Fouling Resistance (min)			m2-K/W		0,000180				0,000180			
Heat Exchanged MegaWatts			39,1443		MTD (Corrected)				19,2 C			
Transfer Rate. Service			919,88 W/m2-K		Clean		1683,8 W/m2-K		Actual		974,65 W/m2-K	
CONSTRUCTION OF ONE SHELL								Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)				
			Shell Side			Tube Side						
Design/Test Pressure			barG		125,00 / 187,5		25,000 / 37,5					
Design Temperature			C		350,00		400,00					
No Passes per Shell					1		2					
Corrosion Allowance			mm		3		3					
Connections Size & Rating			In mm		1 @ 254,509		1 @ 406,401					
			Out mm		3 @ 154,051		1 @ 406,401					
			Intermediate		@		@					
U Tube No.		1914	OD 15,875 mm		Thk(Avg) 2,270 mm		Length 11,320 m		Pitch 21,166 mm		Layout 90	
Tube Type		U Tube					Material SA-556 B2					
Shell		SA-516 Gr.70	ID Kettle 2420 / Shell 1580		Thk = 130 mm / 125mm		Shell Cover		SA-516 Gr.70	Thk = 130 mm		
Channel or Bonnet		SA-266 Cl.2	ID = 1638 mm		Thk =25 mm		Channel Cover		SA-266 Cl.2	Thk = 170 mm		
Tubesheet-Stationary		SA-266 Cl.2		Thk = 250 mm		Tubesheet-Floating		N/A				
Floating Head Cover		N/A				Impingement Plate		Rectangular plate				
Baffles-Cross		Type SUPPORT			%Cut (Diam)		Spacing(c/c) 1006,35		Inlet mm			
Baffles-Long		SA-516 Gr.70			Seal Type							
Supports-Tube					U-Bend Full Support		Type					
Bypass Seal Arrangement					Tube-Tubesheet Joint		Expanded and welded					
Expansion Joint		N/A			Type							
Rho-V2-Inlet Nozzle		534,15 kg/m-s2			Bundle Entrance #####		Bundle Exit		700,12	kg/m-s2		
Weight/Shell		76.302,1			Filled with Water 118.913		Bundle		37.295,9	kg		

Tabla 8.1.3.1: Hoja de datos del evaporador

Fuente: Elaboración propia

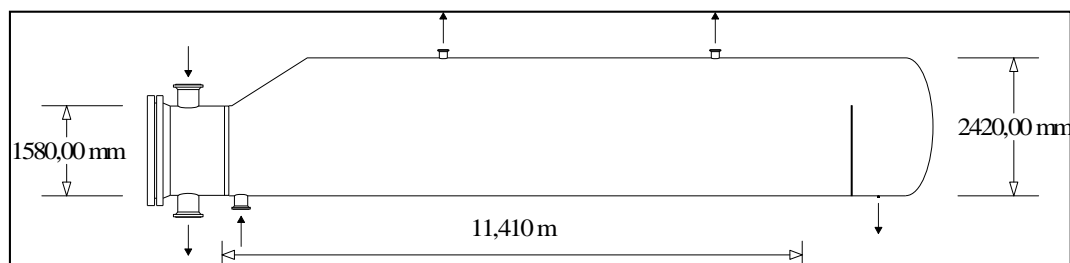


Figura. 7.3.3.2 Dimensiones generales evaporador Kettle

### 8.1.4 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL PRECALENTADOR.

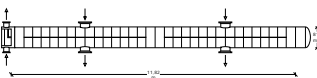
HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET													
Service of Unit		PRECALENTADOR				Item No.							
Size		812,000 x 11820 mm				Type	DHU	Horz.	Connected In	1 Parallel	1 Series		
Surf/Unit (Gross/Elf)		440,94 / 435,53 m2				Shell/Unit		1		Surf/Shell (Gross/Elf) 440,94 / 435,53 m2			
PERFORMANCE OF ONE UNIT													
Fluid Allocation			Shell Side					Tube Side					
Fluid Name			Therminol VP-1					WATER / STEAM					
Fluid Quantity, Total			kg/s		280,50			30,78					
Vapor (In/Out)													
Liquid			280,50		280,50			30,78		30,78			
Steam													
Water								30,78		30,78			
Noncondensables													
Temperature (In/Out)			C		321,42		305,45		250,40		313,35		
Specific Gravity					0,7939		0,8117		0,8067		0,6858		
Viscosity			mN·s/m2		0,2007		0,2156		0,1079		0,0813		
Specific Heat			kJ/kg·C		2,369		2,324		4,779		6,154		
Thermal Conductivity			W/m·C		0,092		0,096		0,627		0,522		
Latent Heat			kJ/kg										
Inlet Pressure			bar		13,75			111,80					
Velocity			m/s		1,10			1,83					
Pressure Drop. Allow/Calc			bar		0,60		0,59		1,25		1,05		
Fouling Resistance (min)			m2-K/W		0,00018			0,00018					
Heat Exchanged MegaWatts			10,2324		MTD (Corrected)			21,6 C					
Transfer Rate. Service			1086,35 W/m2-K		Clean		2170,9 W/m2-K		Actual		1152,2 W/m2-K		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL										Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
			Shell Side			Tube Side							
Design/Test Pressure			barG		25,000 / 37,5		125,00 / 187,5						
Design Temperature			C		350,00		350,00						
No Passes per Shell					4		4						
Corrosion Allowance			mm										
Connections			In mm		2 @ 387,351		1 @ 222,250						
Size & Rating			Out mm		2 @ 387,351		1 @ 222,250						
			Intermediate		@		@						
U Tube No.		374	OD 15,875 mm		Thk(Avg) 1,651 mm		Length 11,820 m		Pitch 21,166 mm		Layout 30		
Tube Type		U Tube				Material SA-556 B2							
Shell		SA-516 Gr.70		ID = 812mm	Thk = 15 mm		Shell Cover		SA-516 Gr.70		Thk = 15 mm		
Channel or Bonnet		SA-266 Cl.2		ID = 870 mm	Thk = 122 mm		Channel Cover		SA-266 Cl.2		Thk = 205 mm		
Tubesheet-Stationary		SA-266 Cl.2		Thk = 145 mm		Tubesheet-Floating		N/A					
Floating Head Cover		N/A				Impingement Plate		Rectangular plate					
Baffles-Cross		Type DOUBLE-SEG.			%Cut (Diam) 23,2		Spacing(c/c) 356,062		Inlet 395,000 mm				
Baffles-Long		SA-516 Gr.70			Seal Type								
Supports-Tube					U-Bend		Type						
Bypass Seal Arrangement		Seal Strips			Tube-Tubesheet Joint								
Expansion Joint					Type								
Rho-V2-Inlet Nozzle		1785.05 kg/m·s2			Bundle Entrance		1579,9	Bundle Exit		768,06	kg/m·s2		
Weight/Shell		15321.2		Filled with Water			21583.9	Bundle		5877.75	kg		

Tabla 8.1.4.1: Hoja de datos del precalentador

Fuente: Elaboración propia

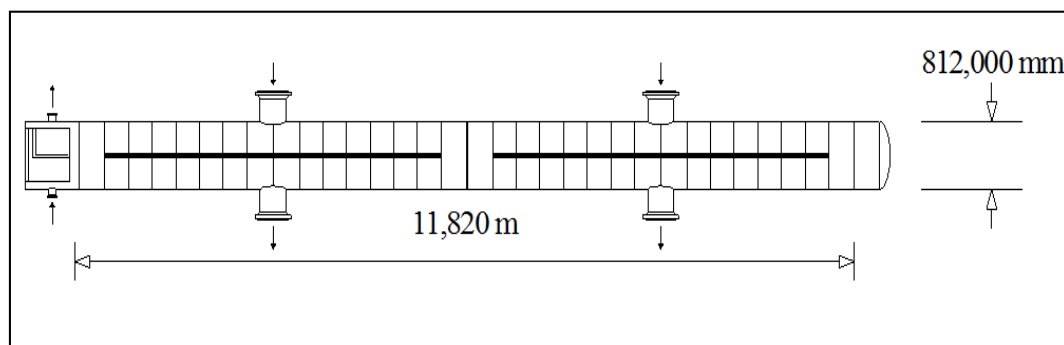


Figura 7.3.4.3: Dimensiones generales del intercambiador Precalentador

A modo comparativo, y a partir de los resultados obtenidos y reflejados en las hojas de datos anteriores, se muestran de manera gráfica en las figuras 8.1.3 y 8.1.4, las diferencias obtenidas para el calor intercambiador en cada intercambiador y para el área necesaria para llevar a cabo ese intercambio.

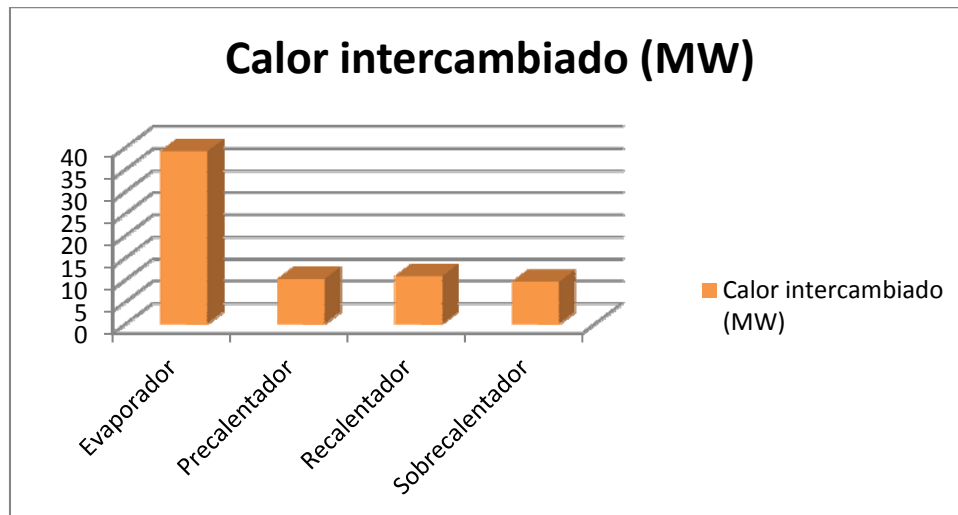


Figura 8.1.3. Potencia térmica intercambiada por cada intercambiador de calor.

Fuente: Elaboración propia a partir de los resultados obtenidos.

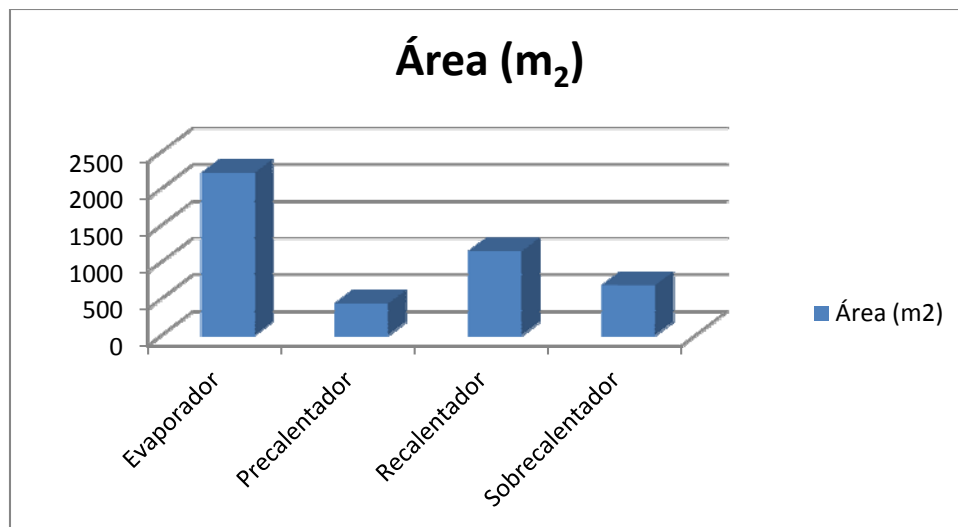


Figura 8.1.4. Área de intercambio de cada tipo de intercambiador de calor.

Fuente: Elaboración propia a partir de los resultados obtenidos.

Como puede apreciarse en las figuras 8.1.3 y 8.1.4, el evaporador es el intercambiador de calor que más potencia térmica transfiere desde el aceite térmico al agua para la

producción de vapor. Por consiguiente, eso conduce a que el evaporador se caracterice también por poseer la mayor superficie de intercambio de calor.

Los principales resultados obtenidos se resaltan a continuación:

- Se han ajustado los valores de las pérdidas de carga, tanto para el circuito del fluido térmico, como para el circuito agua vapor, en todos y cada uno de los intercambiadores que conforman el sistema de generación de vapor. Además de cumplir dicha pérdida de carga, se ha conseguido que en cada intercambiador, y para el fluido que circula por el interior de los tubos, se tenga un margen de en torno a un 3-4% de tubos extras. De esta manera se ha garantizado que, tras someterse el intercambiador a las condiciones de operación a lo largo de su vida de operación, se puedan taponar y sellar tubos dañados, y el intercambiador siga cumpliendo con dichos límites de pérdida de carga.
- Se han ajustado las dimensiones en longitudes y diámetros de las carcassas de los intercambiadores de manera que se cumplan las limitaciones en longitud de los tubos y consiguiendo que sus dimensiones en diámetro sean lo menor posible, factor fundamental cuando se realiza el diseño de cualquier elemento sometido a presión.
- Se han dimensionado los intercambiadores con un margen de sobredimensionamiento del 5%, de manera que se garantice un correcto intercambio de calor y el cumplimiento de las condiciones de temperatura y presión del vapor generado o del vapor recalentado, consiguiéndose con estos márgenes de sobredimensionamiento un aumento de medio grado en la temperatura de salida del vapor.

- Se ha conseguido cumplir con las limitaciones y ajustes de placas soporte y *baffles* o difusores marcadas por normativa, obteniéndose un correcto espaciado de manera que no se produzcan problemas de vibraciones en el haz tubular, que la longitud sin soportar de los tubos no exceda de los límites permitidos, y de manera que los intercambiadores cumplan las limitaciones de pérdida de carga.
- Para los intercambiadores con alta presión en el lado de la cámara retorno o channel, se ha realizado un diseño con configuración tipo *Cheese-Box* o con cierre acabado en brida, debido a las dimensiones en diámetro inferiores a 1,5 metros para dicha cámara de retorno. Se ha realizado los diseños de esta manera para reducir los costes y evitar la necesidad de un tratamiento térmico de alivio local en la soldadura de la placa tubular, como ocurriría en el caso de haberse optado por la alternativa de usar un fondo hemisférico.
- Se ha conseguido la configuración de huella de los tubos a 30º en todos los intercambiadores, salvo en el Evaporador, en el que para favorecer la ebullición del agua, los tubos se configuran a 90º. De esta manera, se consigue un menor diámetro de la carcasa y mayor eficiencia en la transferencia de calor.
- Se ha conseguido mantener los márgenes de seguridad del *Approach point* y del *Pinch Point* dentro de los rangos de valores recomendados que se indican en el punto 6.2, de manera que, se asegure que la producción de vapor se produce en el intercambiador tipo *Kettle*, y no en etapas anteriores, como en el precalentador. Si existiese un calentamiento excesivo en el precalentador y no se mantuviera un margen de seguridad, se podría producir ebullición en el precalentador, y en particular en el interior de los tubos, que no solo perjudicaría el funcionamiento del sistema de generación de vapor, sino que podría llegar a producir daños en los intercambiadores.

## 8.2 CRÍTICA A LOS RESULTADOS.

A lo largo de los cálculos del presente proyecto se han realizado una serie de hipótesis y simplificaciones comúnmente utilizadas en el diseño y pre-diseño de intercambiadores como los analizados en el presente proyecto. A vista de los resultados obtenidos, y gracias a la experiencia ganada en la elaboración proyecto, a continuación se hace una revisión crítica de dichas hipótesis y simplificaciones.

- El uso de un excesivo margen de diseño, puede acelerar el ensuciamiento en el equipo, con el consiguiente aumento de la resistencia térmica por ensuciamiento y taponamiento de tubos. Se han dimensionado los intercambiadores de acuerdo a los valores habituales de sobredimensionamiento y de factor de ensuciamiento. Sin embargo, en los momentos de inicio de operación del equipo, cuando se encuentren en su primera fase de funcionamiento, los intercambiadores serán capaces de intercambiar más calor, y por tanto, producirán y calentarán más cantidad de vapor que aquella para la que han sido diseñados. Por ello se deberá regular con la lógica de control de la planta, de manera que la entrada de calor compense ese sobredimensionamiento. Esta práctica es habitual ya que se desea que los intercambiadores sean capaces de operar en la condiciones de operación a lo largo de su vida, y en condiciones en la que esos factores de ensuciamiento y el propio deterioro de los equipos provoquen que pierda eficiencia.
- El aumento del diámetro de la carcasa disminuye las velocidades transversales de paso del fluido, empeorando la transferencia de calor. Se han dimensionado los intercambiadores de manera que se reduzca lo máximo posible el diámetro de las carcasas, pero considerando las limitaciones de distancias respecto a los tubos y a los difusores. En una fase posterior de ingeniería de detalle, se deberá realizar un estudio detallado por medios de simulaciones de paso de fluido por la carcasa, con el fin de acotar y reducir estas distancias.

- El aumento en el número de tubos disminuye la velocidad de paso del agua de alimentación en el precalentador, aumentando el ensuciamiento, y la consiguiente sedimentación de impurezas. Es preferible aumentar la velocidad de paso por los tubos aunque ello produzca un crecimiento de la pérdida de carga, siempre que se cumplan los límites establecidos para la misma. Para compensar esa disminución de velocidad en el tubo, se ha realizado un diseño de intercambiador con 4 pasos de fluido por el lado tubo, y se ha aumentado el espesor del tubo respecto del mínimo requerido, de manera que se ha conseguido aumentar esa velocidad interna hasta valores superiores a los mínimos recomendado por código de diseño HEI [34]. Este aumento de espesor, perjudica el diseño respecto del térmicamente óptimo, ya que se aumenta el factor de resistencia térmica debida al espesor de dicho tubo.
- Se ha buscado la estandarización y la búsqueda de espesores normalizados a utilizar en las carcassas. Con ello se ha perseguido poder utilizar secciones de chapas más comunes en vez de buscarse el mínimo requerido para cada sección y cada componente, de manera que no se optimice un valor de espesor y ajustarlo a medida, sino adaptándose a los espesores existentes en el mercado, lo que facilitará su localización y abaratará el coste, al no ser requerido a medida.
- Se han diseñado los intercambiadores para unas condiciones estacionarias de operación, sin tenerse en cuenta un régimen transitorio como el sufrido en los procesos de arranque de las plantas de generación de energía. En una fase de ingeniería de detalle posterior, se han de realizar estudios de los diferentes modos de operación y su comportamiento a fatiga mediante el uso, por ejemplo, de simulaciones con códigos de elementos finitos.



- Se han considerado la utilización de cierres bridados en la cámara *channel* de los intercambiadores, en vez de un cierre hemisférico con una boca de hombre de dimensiones estándar. Esta configuración con cierre hemisférico reduciría posibles problemas de fuga en los equipos por el desapriete de los pernos al estar sometidos a condiciones cíclicas de operación. Sin embargo, dicha configuración, hace mucho más dificultosas las operaciones de mantenimiento de la cámara *channel*, ya que el acceso a esta zona es mucho menor al hacerse por medio de una boca de hombre, motivo por el que se desechó su utilización.

### 8.3 **COSTE DEL PROYECTO.**

De manera orientativa, se muestra a continuación los costes desglosados que pueden asociarse a la realización de Proyecto Fin de Carrera.

Los costes se han dividido en tres apartados:

- Recursos humanos, en cuyos costes se tienen en cuenta los gastos relativos al personal involucrado en la realización del informe.
- Coste de material informático y software, para los que tiene en cuenta el coste de amortización del ordenador y de las licencias de software y normativas utilizadas.
- Costes indirectos, los cuales engloban el coste de material de oficina, los desplazamientos, y los gastos generales como son el coste de la luz, el agua, y la conexión internet.

El presupuesto desglosado se muestra en las tablas 8.3.1 a 8.3.4.

<b>CONCEPTO</b>
-----------------

<b>1. Recursos humanos</b>					
	UNIDAD	CANTIDAD	€/ UNIDAD	TOTAL €	COMENTARIOS
Fase de aprendizaje	Horas	850	4,75	4.750,00 €	Considerado 1 becario a media jornada, 10 meses
Fase de documentación	Horas	425	15,5	6.587,50 €	Considerado 1 ingeniero jornada completa, 2,5 meses
Fase de desarrollo de los cálculos	Horas	425	15,5	6.587,50 €	Considerado 1 ingeniero jornada completa, 2,5 meses
Evaluación de los resultados	Horas	340	15,5	5.270,00 €	Considerado 1 ingeniero jornada completa, 2 meses
Redacción de la memoria	Horas	425	15,5	6.587,50 €	Considerado 1 ingeniero jornada completa, 2,5 meses

Tabla 8.3.1: Tabla importes concepto recursos humanos

Fuente: Elaboración propia.



2. Ofimática y licencias normativa utilizada						
	Coste	% uso dedicado proyecto	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación	Coste imputable <sup>d)</sup>	
Ordenador	1.349,00 €	100	20,5	60	460,91 €	Precio 1200 euros amortizado en 60 meses. Porcentaje de uso del 100%
Licencia Software HTRI	50,81 €	100	20,5	12	50,81 €	Licencia anual 10 usuarios por 350USD. Amortizada 12 meses. Renovación anual. 2 renovaciones. Cambio EUR/USD: 1,38
Licencia Software Cocecal	362,95 €	100	20,5	12	362,95 €	Licencia anual 5 usuarios por 1250USD. Amortizada 12 meses. Renovación anual. 2 renovaciones. Cambio EUR/USD: 1,38
Normativa ASME (todos los volúmenes)	2.032,52 €	100	20,5	36	1.157,41 €	Licencia única por 2800USD. Amortizada 36 meses. Cambio EUR/USD: 1,38

Tabla 8.3.2: Tabla importes concepto ofimática y licencias normativa

Fuente: Elaboración propia.

<sup>d)</sup> Fórmula de cálculo de la Amortización:

$$\frac{A}{B} \times C \times D$$

**A** = nº de meses desde la fecha de facturación en que el equipo es utilizado

**B** = periodo de depreciación (60 meses)

**C** = coste del equipo (sin IVA)

**D** = % del uso que se dedica al proyecto (habitualmente 100%)

3. Costes indirectos					
	UNIDAD	CANTIDAD	€/ UNIDAD	Coste	
Material oficina				230,00 €	Incluye papel y servicio de imprenta
Desplazamientos	km	344	0,32	110,08 €	Kilometraje a 0,32 EUR/km; considerados (10) viajes ida/vuelta de Las Rozas a Leganés
Gastos generales				11.890,0 €	Incluye gastos de luz, agua, climatización, internet, etc.

Tabla 8.3.3: Tabla importes Costes indirectos

Fuente: Elaboración propia.

Presupuesto Costes Totales	Presupuesto Costes Totales
Recursos humanos	29.782,50 €
Ofimática y licencias normativa utilizada	2.032,08 €
Otros	12.230,08 €
<b>Coste total</b>	<b>44.044,66 €</b>

Tabla 8.3.4: Tabla Resumen coste económico del proyecto

Fuente: Elaboración propia.

Para el cálculo de los costes reflejados en las tablas 8.3.1, 8.3.2, 8.3.3 y 8.3.4, se ha considerado para la realización de los trabajos, jornadas continuas de 9h diarias (L-J) y 6,5h (V), 42,5h a la semana, y media jornada de 5h diarias (L-V), 25h a la semana.

Tal y como se muestra en la tabla 8.3.4., el coste total del proyecto ha resultado ser de algo más de 44.000 Euros. Dicho importe es una estimación preliminar del coste de realización de los cálculos y de redacción del informe del presente proyecto académico, como si éste hubiese sido realizado íntegramente en un ámbito empresarial.

#### **8.4 FUTUROS DESARROLLOS.**

Los resultados del presente Proyecto Fin de Carrera son susceptibles de ampliarse en varios aspectos dado lo amplio de las materias involucradas. A continuación se proponen tres líneas de estudio que podría utilizarse como punto de partida para futuros desarrollos relativos al cálculo y diseño de los intercambiadores de calor del presente proyecto

##### **8.4.1 ESTUDIO POR ELEMENTOS FINITOS.**

Un estudio de vital importancia en el diseño de este tipo de intercambiadores, es la realización de un análisis de fatiga de sus materiales bajo las condiciones de funcionamiento convencionales, ya que se ven sometidos a numerosas cargas cíclicas de operación, parada y arranque diarios que reducen considerablemente la vida útil de los equipos.

Los factores predominantes en el origen de la fatiga térmica son las presiones y las temperaturas de diseño, y los diferenciales de temperatura a los que se ven sometidos los componentes por la circulación de los fluidos. Por lo tanto, todos y cada uno de los diferentes tipos de intercambiador se ven sometidos a estos problemas.

Por ejemplo, se han apreciado problemas en las uniones con la placa tubular, en la propia placa tubular y en la unión de los tubos a la misma. La presencia de altas presiones de operación puede conducir a fisuras en la placa tubular del intercambiador y en la zona de unión a la cámara *channel*. Además, en los procesos de arranque y parada de los intercambiadores, se aprecian grandes diferencias en los ritmos de calentamiento y enfriamiento entre la placa tubular y los elementos unidos a ella. Se pueden producir deformaciones en dichas uniones que dan lugar a puntos de creación y crecimiento de fisuras tras someterse a varios ciclos de vida.

Para cuantificar todos estos efectos bajo distintas geometrías y rampas de calentamiento se puede realizar un estudio en detallado de las tensiones y temperaturas del intercambiador mediante simulaciones numéricas de elementos finitos.

#### *8.4.2 ANÁLISIS DE VIBRACIONES*

A pesar de contar con un módulo en el programa de térmico HTRI utilizado, con el que se ha realizado un estudio básico de modos de vibración al que se ven sometidos los intercambiadores, es aconsejable completar ese estudio básico con un análisis más completo mediante programas más especializados que simulen los procesos de operación y circulación de los fluidos en el interior de los intercambiadores.

#### *8.4.3 UTILIZACION DE SALES FUNDIDAS COMO FLUIDO TÉRMICO.*

Otra línea de estudio futura sería el diseño de los intercambiadores considerando un flujo de sales fundidas, en lugar de aceite térmico, como fluido térmico que aporta calor al agua. Estas sales fundidas ofrecen múltiples ventajas, aunque su uso en centrales solares de tipo cilindro parabólico todavía se encuentra en la actualidad en fase de experimentación evaluación.

Las sales fundidas permitirían alcanzar temperaturas mucho más elevadas de trabajo, lo cual ayudaría a sobrecalentar el vapor a mayores temperaturas y, por lo tanto, a mejorar el rendimiento de las plantas térmicas. Además, debido a la gran capacidad de mantenimiento de temperatura que poseen las sales fundidas, su acumulación en depósitos logra reducir fluctuaciones térmicas y ampliar el número de horas de funcionamiento de una central solar. Ello podría disminuir el número de transitorios y de paradas y arranques de la central, atenuando el riesgo de fatiga térmica y facilitando el diseño de los intercambiadores.

El uso de sales fundidas presenta en intercambiadores de calor como los estudiados en el presente proyecto presenta varios retos de compleja solución. Por ejemplo, para las elevadas temperaturas (hasta unos 600°C) de operación que pueden alcanzarse, los materiales a utilizar suelen ser aceros inoxidable austeníticos, que resultan extremadamente caros y difíciles tanto de trabajar como de localizar.

Otro factor que complicaría el diseño de los intercambiadores de calor operando con sales fundidas es el problema de solidificación de las sales a temperaturas por debajo de 240°C. Por ello, en caso de parada de la operación, las sales fundidas necesitan ser drenadas por completo de las líneas de tuberías y de los intercambiadores de calor, siendo esta capacidad un factor que habría de tenerse muy en cuenta en el diseño de dichos intercambiadores.

## 9. BIBLIOGRAFÍA.

- 01) Banco Mundial, “MARCO DE SEGUIMIENTO GLOBAL DE LA INICIATIVA ENERGÍA SOSTENIBLE PARA TODOS”. [En línea] [última visita: Marzo, 2014] [http://www-wds.worldbank.org/external/default/WDSContentServer/WDSP/IB/2013/05/23/000356161\\_20130523144926/Rendered/PDF/778890WP0v10Bo0xSumm0Spa\\_nish0final.pdf](http://www-wds.worldbank.org/external/default/WDSContentServer/WDSP/IB/2013/05/23/000356161_20130523144926/Rendered/PDF/778890WP0v10Bo0xSumm0Spa_nish0final.pdf)
- 02) *Matriz Energética Mundial*, [En línea] [última visita: Marzo, 2014] [http://www.repsol.com/es\\_es/corporacion/conocer-repsol/contexto-energetico/matriz-energetica-mundial/default.aspx](http://www.repsol.com/es_es/corporacion/conocer-repsol/contexto-energetico/matriz-energetica-mundial/default.aspx)
- 03) International Energy Agency (IAE), “*Worldwide Engagement for Sustainable Energy Strategies*”; [En línea] [última visita: Marzo, 2014]. <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/name,3857,en.html>
- 04) European Commission, 2003, “*World energy, technology and climate policy outlook. 2030*” [En línea] [última visita: Marzo, 2014]. [http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/weto\\_final\\_report.pdf](http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/weto_final_report.pdf).
- 05) International Energy Agency (IAE), “*Tracking Clean Energy Progress*”, [En línea] [última visita: Marzo, 2014]. [http://www.iea.org/publications/TCEP\\_web.pdf](http://www.iea.org/publications/TCEP_web.pdf)
- 06) International Energy Agency (IAE), “*Securing Power during the Transition*”, [En línea] [última visita: Marzo, 2014]. [http://www.iea.org/publications/insights/insightpublications/SecuringPowerTransition\\_Secondeedition\\_WEB.pdf](http://www.iea.org/publications/insights/insightpublications/SecuringPowerTransition_Secondeedition_WEB.pdf)
- 07) Repsol. Geopolítica de los recursos. [En línea] [última visita: Marzo, 2014]. [http://www.repsol.com/es\\_es/corporacion/conocer-repsol/contexto-energetico/geopolitica-recursos](http://www.repsol.com/es_es/corporacion/conocer-repsol/contexto-energetico/geopolitica-recursos)
- 08) BP Statistical Review of World Energy. 2013 [En línea] [última visita: Marzo, 2014]. [http://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/statistical-review/statistical\\_review\\_of\\_world\\_energy\\_2013.pdf](http://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/statistical-review/statistical_review_of_world_energy_2013.pdf)





09) *Informe de las emisiones de Gases de Efecto Invernadero en España 1990-2012.*

[En línea] [última visita: Marzo, 2014].

[http://santamarta-florez.blogspot.com.es/2013/06/informe-de-las-emisiones-de-gases-de\\_18.html](http://santamarta-florez.blogspot.com.es/2013/06/informe-de-las-emisiones-de-gases-de_18.html)

10) REE. *Informe anual 2012.* [En línea] [última visita: Marzo, 2014].

[http://www.ree.es/sites/default/files/downloadable/resumen\\_memoria\\_ree2012\\_v2.pdf](http://www.ree.es/sites/default/files/downloadable/resumen_memoria_ree2012_v2.pdf)

11) US. *Energy Information Administration.* [En línea] [última visita: Marzo, 2014].

<http://www.forbes.com/sites/kenrapoza/2012/02/13/china-closer-to-joining-shale-gas-fracking-craze>

12) Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDEA). *Manuales de Energías Renovables. Energía Solar Térmica.* [En línea] [última visita: Marzo, 2014].

<http://ida.electura.es/libros/437/index.html>

13) <http://www.eoi.es/blogs/open/cambio-climatico-y-centrales-termosolares/> [En línea] [última visita: Marzo, 2014].

14) Fundación Gas Natural; *“La electricidad solar térmica, tan lejos, tan cerca”*; [En línea] [última visita: Marzo, 2014].

<http://www.valerianoruiz.com/images/La%20electricidad%20solar%20termica%20tan%20lejos%20tan%20cerca.pdf>

15) Wikipedia, Portal de información abierta. [En línea] [última visita: Marzo, 2014].

[http://es.wikipedia.org/wiki/Electricidad\\_solar\\_de\\_concentraci%C3%B3n#cite\\_note-24](http://es.wikipedia.org/wiki/Electricidad_solar_de_concentraci%C3%B3n#cite_note-24)

16) Protermosolar. *Impacto macroeconómico del Sector Solar Termoeléctrico en España.* [En línea] [última visita: Marzo, 2014].

[http://www.protermosolar.com/prensa/2011\\_10\\_25/Impacto%20macroeconomico%20del%20sector%20solar%20termoelectrico%20en%20.pdf](http://www.protermosolar.com/prensa/2011_10_25/Impacto%20macroeconomico%20del%20sector%20solar%20termoelectrico%20en%20.pdf)

17) IAE. *Concentrating Solar Power Roadmap* [En línea] [última visita: Marzo, 2014].

[http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/csp\\_roadmap\\_foldout.pdf](http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/csp_roadmap_foldout.pdf)



- 18) <http://www.csp-alliance.org/cspa-report> [última visita: Marzo, 2014]
- 19) IDEA. *Evaluación del Potencial de Energía Solar Termosolar. Estudio Técnico PER 2011-2020*. [En línea] [última visita: Marzo, 2014].  
[http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos\\_11227\\_e11\\_ST\\_y\\_FV\\_cumplimiento\\_CTE\\_a8ae95dc.pdf](http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_11227_e11_ST_y_FV_cumplimiento_CTE_a8ae95dc.pdf)
- 20) <http://www.tst-te.com/introduccion-a-las-centrales-termosolares/> [última visita: Marzo, 2014]
- 21) <http://www.centralestermosolares.com> [última visita: Marzo, 2014].
- 22) [www.solarmillennium.de](http://www.solarmillennium.de) [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 23) [http://www.abengoasolar.com/web/es/nuestras\\_plantas/plantas\\_en\\_operacion/estados\\_unidos/](http://www.abengoasolar.com/web/es/nuestras_plantas/plantas_en_operacion/estados_unidos/) [En línea] [última visita: Diciembre 2013]
- 24) [http://soltec-blog.blogspot.com.es/2010/07/concentradores-planos-tipo-fresnel\\_27.html](http://soltec-blog.blogspot.com.es/2010/07/concentradores-planos-tipo-fresnel_27.html) [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 25) <http://www.novatec-biosol.com> [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 26) <http://www.afinidadelectrica.com.ar/articulo.php?IdArticulo=189> [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 27) [http://www.abengoasolar.com/web/es/nuestras\\_plantas/plantas\\_en\\_operacion/espana/PS10\\_la\\_primera\\_torre\\_comercial\\_del\\_mundo.html](http://www.abengoasolar.com/web/es/nuestras_plantas/plantas_en_operacion/espana/PS10_la_primera_torre_comercial_del_mundo.html) [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 28) <http://ivanpahsolar.com/> [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 29) <http://www.protermosolar.com> [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 30) <http://solargis.info/doc/71> [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 31) [http://en.wikipedia.org/wiki/Solar\\_energy\\_in\\_the\\_European\\_Union](http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_energy_in_the_European_Union) [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 32) [http://en.wikipedia.org/wiki/Solar\\_power\\_in\\_Spain](http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_power_in_Spain) [En línea] [última visita: Marzo, 2014].

- 33) <http://es.csptoday.com/mercados/resumen-de-noticias-8-15-de-enero-de-2014>. [En línea] [última visita: Marzo, 2014]
- 34) Heat Exchange Institute, Inc. (HEI), Third Edition, 2004, Cleveland *"Standards for Power Plant Heat Exchangers"*.
- 35) Tubular Exchanger Manufacturers Association, INC. (TEMA) 9th Edition. 2007. *"STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION"* (TEMA).
- 36) American Society of Mechanical Engineers (ASME), Sección VIII - Ed 2010 *Boiler and Pressure Vessel Code: Rules for Construction of Pressure Vessels. Global Engineering Documents*.
- 37) Foster Wheeler Energía, S.L.U. (2010): Manual FWES Solar Heat Exchangers.
- 38) <http://www.energias-renovables.com/articulo/abengoa-siemens-turbina-vapor-termosolar/> [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 39) Foster Wheeler Energía, S.L.U. (2008): Manual FWES Steam Condensers.
- 40) Foster Wheeler Energía, S.L.U. (2008): Manual FWES Feedwater heaters.
- 41) <http://termosolar.renovetec.com> [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 42) <http://www.energy.siemens.com/hq/en/power-generation/steam-turbines/sst-700.htm> Siemens. (2010) Steam turbine SST-700. [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 43) Incropera, F. P. y DeWitt, D. P, México, Editorial Pearson, 1999 *"Fundamentos de transferencia de calor"*, 4ª edición.
- 44) The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS), *Water and Steam properties*.
- 45) <http://www.therminol.com/pages/products/vp-1.asp> Therminol. Properties of Therminol VP-1. [En línea] [última visita: Marzo, 2014].
- 46) Colegio oficial de ingenieros industriales de Madrid (COIIM), 2010, *"Curso de centrales termosolares"*.



- 47) Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de. Ingeniería Térmica y de Fluidos, Área de Ingeniería Térmica. 2006. Apuntes de Sistemas térmicos, Generadores Térmicos.

Además, también se consultaron los siguientes documentos:

- 48) Ciemat (Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas) (2009). "Pliego de condiciones técnicas para el procedimiento de licitación de diseño, fabricación, suministro, instalación, puesta en marcha y pruebas de un sistema experimental de almacenamiento térmico mediante sales fundidas en la plataforma solar de Almería".
- 49) HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK T. KUPPAN - Marcel Dekker, Inc. USA – 2000.
- 50) M.Velasco Kindelán. *Manual curso básico calderas y energía*, Foster Wheeler Energía S.A. Marzo 2008.
- 51) J.Briggs, Design manual for Heat Recovery Steam Generator, Foster Wheeler Limited. John Briggs. Junio 2000.
- 52) Perry's Chemical Engineers' Handbook, 6th ed., eds. R. H. Perry, D. W. Green, and J. O. Maloney, 245, 267, McGraw-Hill, New York (1984).
- 53) J. M. Chenoweth, Design fouling resistances: recommended good practice, F-4, Heat Transfer Research, Inc., College Station, Texas (1989).
- 54) A. F. Mills, Heat Transfer, Irwin, USA (1992).



## 10. ANEXOS.

Los anexos del presente proyecto son los mostrados a continuación:

- ANEXO A: CONFIGURACIÓN TIPO INTERCAMBIADORES DE ACUERDO A NORMA TIPO TEMA.
- ANEXO B: SALIDA PROGRAMA CÁLCULO TÉRMICO.
- ANEXO C: SALIDA PROGRAMA CÁLCULO MECÁNICO.


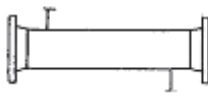

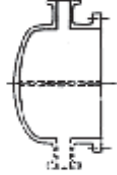

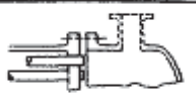
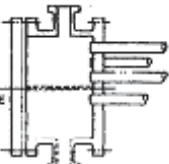
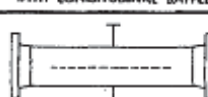

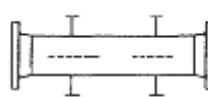
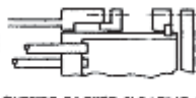
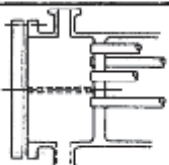

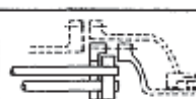
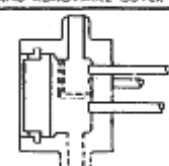
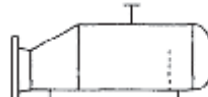
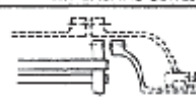





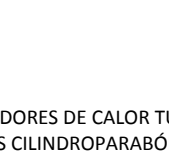


# **ANEXO A: CONFIGURACIÓN DE LOS TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE ACUERDO A NORMA TIPO TEMA**

## SECTION 1

## HEAT EXCHANGER NOMENCLATURE

FIGURE N-1.2

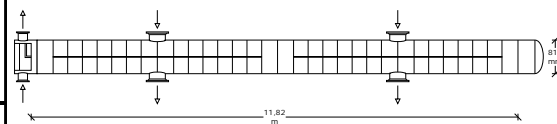
FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A		E		L	
	CHANNEL AND REMOVABLE COVER		ONE PASS SHELL		FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
					
	BONNET (INTEGRAL COVER)		TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE		FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
					
B	REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY	H		P	
	CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER		DOUBLE SPLIT FLOW		OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
					
	CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER		DIVIDED FLOW		FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
					
C	SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE		KETTLE TYPE REBOILER		PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X		U	
	CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER		CROSS FLOW		U-TUBE BUNDLE
					
	SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE				EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET
					



## **ANEXO B: OUTPUT PROGRAMA CÁLCULO TÉRMICO.**





Final Results - PREHEATER										Page 1
Xist E Ver. 5.00										Foster Units
PREHEATER										
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA DHU Shell With Double-Segmental Baffles										
Process Data				Hot Shellside			Cold Tubeside			
Fluid name				Therminol VP-1			WATER / STEAM			
Fluid condition				Sens. Liquid			Sens. Liquid			
Total flow rate		(kg/s)		280,501			30,7752			
Weight fraction vapor, In/Out		(--)	0,000	0,000			0,000		0,000	
Temperature, In/Out		(Deg C)	321,42	305,45			250,40		313,35	
Temperature, Average/Skin		(Deg C)	313,4	306,69			281,9		295,52	
Wall temperature, Min/Max		(Deg C)	276,68	315,95			274,01		315,60	
Pressure, In/Average		(bar)	13,950	13,655			111,802		111,274	
Pressure drop, Total/Allowed		(bar)	0,591	0,600			1,054		1,250	
Velocity, Mid/Max allow		(m/s)	1,10				1,83			
Mole fraction inert		(--)								
Average film coef.		(W/m2-K)		2936,39			15433,1			
Heat transfer safety factor		(--)		1,000			1,000			
Fouling resistance		(m2-K/W)		0,000180			0,000180			
Overall Performance Data										
Overall coef., Reqd/Clean/Actual			(W/m2-K)	1086,35	/	2170,93	/	1152,19		
Heat duty, Calculated/Specified			(MegaWatts)	10,2324	/					
Effective overall temperature difference			(Deg C)	21,6						
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)			(Deg C)	21,77	*	0,9936	*	1,0000		
Liquid static head, Required/Specified			(m)		/	0,00				
See Runtime Messages Report for warnings.										
Exchanger Fluid Volumes										
Approximate shellside (L)			4331,8							
Approximate tubeside (L)			1935,4							
Shell Construction Information										
TEMA shell type		DHU	Shell ID	(mm)	812,000					
Shells Series		1 Parallel 1	Total area	(m2)	440,936					
Passes Shell		4 Tube 4	Eff. area	(m2/shell)	435,527					
Shell orientation angle (deg)		0,00								
Impingement present		Rectangular plate	Imp. length/width (mm)	426 / 426						
Pairs seal strips		2	Passlane seal rods (mm)	0,000	No. 0					
Shell expansion joint		No	Full support at U-Bend	Yes						
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		21584 / 15321 / 5877,8	(kg/shell)							
Baffle Information										
Type		Parallel Double-Seg.	Baffle cut (% dia)	23,22						
Crosspasses/shellpass		16	No. (Pct Area)	(mm) to C.L						
Central spacing (mm)		356,062	1	34,25	217,476					
Inlet/Outlet Spacing (mm)		395,000	2	34,30	107,484					
Turn Spacing (mm)		387,351	Baffle overlap (mm)	109,992						
Baffle thickness (mm)		7,938	Long. baffle length (m)	5,063						
Insulated long baffle		Yes								
Tube Information										
Tube type		Plain	Tubecount per shell	748						
Length to tangent (m)		11,820	Pct tubes removed (both)	27,14						
Effective length (m)		11,675	Outside diameter (mm)	15,875						
Total tubesheet (mm)		145,000	Wall thickness (mm)	1,651						
Area ratio (out/in)		1,2626	Pitch (mm)	21,1661	Ratio	1,3333				
Tube metal		Carbon steel	Tube pattern (deg)	30						

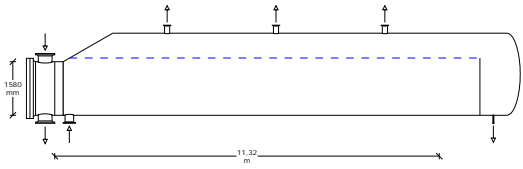


Final Results - PREHEATER						Page 2
Xist E Ver. 5.00					Foster Units	
PREHEATER						
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA DHU Shell With Double-Segmental Baffles						
Shellside Performance						
Nom vel, X-flow/window		1,09 / 1,38				
Flow fractions for heat transfer		0,656				
A=0,0798		B=0,5299	C=0,1943	E=0,1960	F=0,0000	
Shellside Heat Transfer Corrections						
Total	Beta	Gamma	End	Fin		
0,948	0,887	1,069	0,998	1,000		
Pressure Drops (Percent of Total)						
Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube	
28,26	34,75	32,62	Inlet	2,47	0,41	
MOMENTUM		0,00	Outlet	1,90	0,30	
Two-Phase Parameters						
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F		
H. T. Parameters			Shell	Tube		
Overall wall correction			0,995	1,000		
Midpoint	Prandtl no.					
Midpoint	Reynolds no.		58515	189285		
Bundle inlet	Reynolds no.		74585	154955		
Bundle outlet	Reynolds no.		77125	204847		
Fouling layer	(mm)					
Thermal Resistance						
Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des		
39,23	9,43	46,93	4,409	6,06		
Total fouling resistance				0,00041		
Differential resistance				5,26E-05		
Shell Nozzles			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
Inlet at channel end-Yes						
Number at each position			1	1	0	
Diameter		(mm)	387,351	387,351		
Velocity		(m/s)	1,50	1,47		
Pressure drop		(bar)	0,015	0,011		
Height under nozzle		(mm)	156,239	168,939		
Nozzle R-V-SQ		(kg/m-s2)	1785,05	1745,83		
Shell ent.		(kg/m-s2)	966,77	551,90		
Tube Nozzle			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
			RADIAL	RADIAL		
Diameter		(mm)	222,250	222,250		
Velocity		(m/s)	0,98	1,16		
Pressure drop		(bar)	4,293e-3	3,214e-3		
Nozzle R-V-SQ		(kg/m-s2)	780,39	918,03		
Annular Distributor			Inlet	Outlet		
Length		(mm)				
Height		(mm)				
Slot area		(mm2)				
Diametral Clearances (mm)						
Baffle-to-shell		Bundle-to-shell		Tube-to-baffle		
6,0000		42,3963		0,7938		



Final Results - PREHEATER						Page 3
Xist E Ver. 5.00					Foster Units	
PREHEATER						
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA DHU Shell With Double-Segmental Baffles						
Externally Enhanced Tube Geometry			Internally Enhanced Tube Geometry			
Type	Plain		Type	None		
Fin density	(fin/meter)		Thickness	(mm)		
Fin height	(mm)		Pitch	(L/D)		
Fin thickness	(mm)					
Root diameter	(mm)					
Area/length	(m2/m)					
Mean Metal Temperatures						
Mean shell temperature		315,36 (C)				
Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)						
<u>Tube Pass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>			
1	283,67	285,52	284,67			
2	298,39	299,30	298,88			
3	308,83	309,53	309,21			
4	313,97	314,35	314,17			
Longitudinal Baffle Seal Leakage Analysis						
TEMA DHU Shell		Base	Case	Case	Case	
		Case	1	2	3	
Seal leakage clearance	(mm)	0,000	0,406	0,813	1,626	
Percent fluid leakage past seal		0,00	4,97	11,61	24,16	
Fluid leakage MTD correction		1,000	0,993	0,946	0,871	
Corrected MTD	(C)	21,6	21,5	20,5	18,8	
Corrected percent overdesign		6,1	5,3	3,592e-1	-7,6	
					-13,9	



Final Results - EVAPORADOR					Page 1
Xist E Ver. 5.00				Foster Units	
KETTLE					
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMANKU Shell With No Baffles					
Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name		Water / Steam		Therminol VP-1	
Fluid condition		Boil. Liquid		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)	30,7752		280,501	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0,000	0,990	0,000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	313,35	318,29	377,76	
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	315,8	319,48	349,6	
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	319,35	329,42	319,53	
Pressure, In/Average	(bar)	110,402	110,394	15,350	
Pressure drop, Total/Allowed	(bar)	0,016	0,500	0,765	
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	6,457e-2		1,89	
Mole fraction inert	(--)	0,000			
Average film coef.	(W/m2-K)	10581,0		3175,23	
Heat transfer safety factor	(--)	1,000		1,000	
Fouling resistance	(m2-K/W)	0,000180		0,000180	
Overall Performance Data					
Overall coef., Reqd/Clean/Actual	(W/m2-K)	919,88	/	1683,77 / 974,65	
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	39,1443	/		
Effective overall temperature difference	(Deg C)	19,2			
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	19,25	*	1,0000 * 1,0000	
Liquid static head, Required/Specified	(m)		/	0,00	
See Runtime Messages Report for warnings.					
Exchanger Fluid Volumes					
Approximate shellside (L)	32445,6				
Approximate tubeside (L)	10195,9				
Shell Construction Information					
TEMA shell type	NKU	Shell ID	(mm)	1580,00	
Shells Series	1 Parallel 1	Total area	(m2)	2258,58	
Passes Shell	1 Tube 2	Eff. area	(m2/shell)	2210,85	
Shell orientation angle (deg)	0,00	Kettle ID	(mm)	2420,00	
Impingement present	Rectangular plate	Imp. length/width (mm)	280 / 280		
Pairs seal strips	0	Passlane seal rods (mm)	0,000	No. 0	
Shell expansion joint	No	Full support at U-Bend	No		
Weight estimation Wet/Dry/Bundle	118913 / 76302 / 37296	(kg/shell)			
Baffle Information					
Type	Support	Baffle cut (% dia)			
Crosspasses/shellpass	1	No. (Pct Area)	(mm) to C.L		
Central spacing (mm)	1006,35	1			
Inlet spacing (mm)	0,000	2			
Outlet spacing (mm)	0,000	Support plates/baffle space	10		
Baffle thickness (mm)	15,875				
Tube Information					
Tube type	Plain	Tubecount per shell	3828		
Length to tangent (m)	11,320	Pct tubes removed (both)	3,97		
Effective length (m)	11,580	Outside diameter (mm)	15,875		
Total tubesheet (mm)	250,000	Wall thickness (mm)	2,270		
Area ratio (out/in)	1,4005	Pitch (mm)	21,1662	Ratio 1,3333	
Tube metal	Carbon steel	Tube pattern (deg)	90		

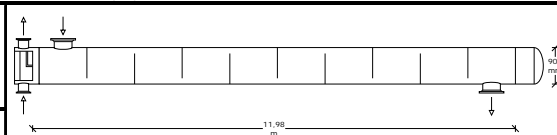


Final Results - EVAPORADOR						Page 2
Xist E Ver. 5.00					Foster Units	
KETTLE						
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA NKU Shell With No Baffles						
Shellside Performance						
Nom vel, X-flow/window		4,867e-2 / 0,00				
Kettle Recirculation Ratio (Internal/Feed)		3,91				
Flow fractions for vapor phase						
A=0,0000		B=1,0000	C=1,994e-5	E=0,0000	F=0,0000	
Shellside Heat Transfer Corrections						
Total	Beta	Gamma	End	Fin		
1,062	1,000	1,062	1,000	1,000		
Pressure Drops (Percent of Total)						
Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube	
0,00	0,00	0,00	Inlet	26,98	4,70	
MOMENTUM		0,00	Outlet	73,02	2,73	
Two-Phase Parameters						
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F		
PP/TBR	Flow	Flow	Flow			
H. T. Parameters			Shell	Tube		
Overall wall correction				0,999		
Midpoint	Prandtl no.					
Midpoint	Reynolds no.		6213	91538		
Bundle inlet	Reynolds no.		6266	113961		
Bundle outlet	Reynolds no.		7035	86890		
Fouling layer	(mm)					
Thermal Resistance						
Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des		
9,21	42,99	42,12	5,684	5,95		
Total fouling resistance				0,00043		
Differential resistance				6,11E-05		
Shell Nozzles			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
Inlet at channel end-Yes						
Number at each position			1	3	1	
Diameter			(mm)	254,509	154,051	
Velocity			(m/s)	0,88	8,68	
Pressure drop			(bar)	4,371e-3	0,012	
Height under nozzle			(mm)	89,408	882,057	
Nozzle R-V-SQ			(kg/m-s2)	534,15	4730,77	
Shell ent.			(kg/m-s2)	304,97	8,46	
Tube Nozzle			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
			RADIAL	RADIAL		
Diameter			(mm)	406,401	406,401	
Velocity			(m/s)	3,02	2,76	
Pressure drop			(bar)	0,036	0,021	
Nozzle R-V-SQ			(kg/m-s2)	6531,34	5961,72	
Annular Distributor			Inlet	Outlet		
Length			(mm)			
Height			(mm)			
Slot area			(mm2)			
Diametral Clearances (mm)						
Baffle-to-shell		Bundle-to-shell		Tube-to-baffle		
7,9375		42,0576		0,3969		



Final Results - EVAPORADOR				Page 3
Xist E Ver: 5.00			Foster Units	
KETTLE				
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMANKU Shell With No Baffles				
Externally Enhanced Tube Geometry			Internally Enhanced Tube Geometry	
Type	Plain		Type	None
Fin density	(fin/meter)		Thickness	(mm)
Fin height	(mm)		Pitch	(L/D)
Fin thickness	(mm)			
Root diameter	(mm)			
Area/length	(m2/m)			
Mean Metal Temperatures				
Mean shell temperature		318,22 (C)		
Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)				
<u>Tube Pass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>	
1	326,74	325,06	325,80	
2	320,53	320,17	320,33	



Final Results - SOBRECALENTADOR										Page 1
Xist E Ver. 5.00										Foster Units
SUPERHEATER										
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA DEU Shell With NTIW-Segmental Baffles										
Process Data				Hot Shellside			Cold Tubeside			
Fluid name				Theminol VP-1			STEAM			
Fluid condition				Sens. Liquid			Sens. Gas			
Total flow rate		(kg/s)		280,501			30,4702			
Weight fraction vapor, In/Out		(--)	0,000	0,000			1,000		1,000	
Temperature, In/Out		(Deg C)	391,00	377,76			318,29		383,50	
Temperature, Average/Skin		(Deg C)	384,4	377,71			350,9		371,07	
Wall temperature, Min/Max		(Deg C)	361,98	387,64			360,05		387,41	
Pressure, In/Average		(bar)	16,950	16,207			110,202		109,824	
Pressure drop, Total/Allowed		(bar)	1,486	1,600			0,756		1,000	
Velocity, Mid/Max allow		(m/s)	1,09				8,49			
Mole fraction inert		(--)								
Average film coef.		(W/m2-K)		3069,87					2142,06	
Heat transfer safety factor		(--)		1,000					1,000	
Fouling resistance		(m2-K/W)		0,000180					0,000180	
Overall Performance Data										
Overall coef., Reqd/Clean/Actual			(W/m2-K)	706,70	/	1069,53	/	748,49		
Heat duty, Calculated/Specified			(MegaWatts)	9,6129	/					
Effective overall temperature difference			(Deg C)	19,9						
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)			(Deg C)	19,99	*	0,9954	*	1,0000		
Liquid static head, Required/Specified			(m)		/	0,00				
See Runtime Messages Report for warnings.										
Exchanger Fluid Volumes										
Approximate shellside		(L)	4807,1							
Approximate tubeside		(L)	2993,8							
Shell Construction Information										
TEMA shell type		DEU	Shell ID	(mm)	900,000					
Shells Series		1 Parallel	1	Total area	(m2)	693,061				
Passes Shell		1 Tube	2	Eff. area	(m2/shell)	683,516				
Shell orientation angle (deg)		0,00								
Impingement present		Rectangular plate	Imp. length/width (mm)	482 / 482						
Pairs seal strips		5	Passlane seal rods (mm)	0,000	No. 0					
Shell expansion joint		No	Full support at U-Bend	Yes						
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		25742 / 17947 / 8212,9	(kg/shell)							
Baffle Information										
Type		Perpend. NTIW-Seg.	Baffle cut (% dia)	15,92						
Crosspasses/shellpass		10	No. (Pct Area)	(mm) to C.L						
Central spacing		(mm) 1181,49	1	16,05	306,706					
Inlet spacing		(mm) 1181,49	2	0,00	0,000					
Outlet spacing		(mm) 1181,49	Support plates/baffle space		2					
Baffle thickness		(mm) 6,350								
Tube Information										
Tube type		Plain	Tubecount per shell	1160						
Length to tangent		(m) 11,980	Pct tubes removed (both)	37,24						
Effective length		(m) 11,815	Outside diameter	(mm) 15,875						
Total tubesheet		(mm) 165,000	Wall thickness	(mm) 1,473						
Area ratio		(out/in) 1,2279	Pitch (mm)	21,1661	Ratio	1,3333				
Tube metal		Carbon steel	Tube pattern (deg)	30						



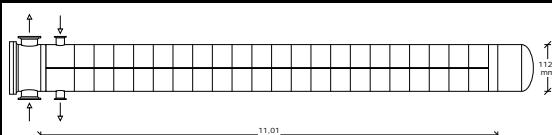
Final Results - SOBRECALENTADOR						Page 2
Xist E Ver. 5.00					Foster Units	
SUPERHEATER						
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA DEU Shell With NTIW-Segmental Baffles						
Shellside Performance						
Nom vel, X-flow/window		1,39 / 5,99				
Flow fractions for heat transfer		0,793				
A=0,1933		B=0,6314	C=0,0976	E=0,0776	F=0,0000	
Shellside Heat Transfer Corrections						
Total	Beta	Gamma	End	Fin		
0,985	0,920	1,071	0,998	1,000		
Pressure Drops (Percent of Total)						
Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube	
29,98	44,64	19,00	Inlet	3,96	4,54	
MOMENTUM		0,00	Outlet	2,42	3,72	
Two-Phase Parameters						
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F		
H. T. Parameters			Shell	Tube		
Overall wall correction			0,995	0,997		
Midpoint	Prandtl no.					
Midpoint	Reynolds no.		100069	224596		
Bundle inlet	Reynolds no.		103104	244285		
Bundle outlet	Reynolds no.		97910	219094		
Fouling layer	(mm)					
Thermal Resistance						
Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des		
24,38	42,90	30,02	2,696	5,91		
Total fouling resistance				0,00040		
Differential resistance				7,90E-05		
Shell Nozzles				Inlet	Outlet	Liquid Outlet
Inlet at channel end-Yes						
Number at each position			1	1	0	
Diameter		(mm)	438,151	438,151		
Velocity		(m/s)	2,63	2,57		
Pressure drop		(bar)	0,059	0,036		
Height under nozzle		(mm)	130,604	143,294		
Nozzle R-V-SQ		(kg/m-s2)	4900,94	4779,40		
Shell ent.		(kg/m-s2)	5642,27	2837,80		
Tube Nozzle			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
Diameter		(mm)	RADIAL 254,509	RADIAL 254,509		
Velocity		(m/s)	10,42	13,40		
Pressure drop		(bar)	0,034	0,028		
Nozzle R-V-SQ		(kg/m-s2)	6243,80	8027,98		
Annular Distributor			Inlet	Outlet		
Length		(mm)				
Height		(mm)				
Slot area		(mm2)				
Diametral Clearances (mm)						
Baffle-to-shell		Bundle-to-shell		Tube-to-baffle		
6,0000		26,9524		0,7938		





Final Results - SOBRECALENTADOR				Page 3
Xist E Ver: 5.00			Foster Units	
SUPERHEATER				
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA DEU Shell With NTIW-Segmental Baffles				
Externally Enhanced Tube Geometry			Internally Enhanced Tube Geometry	
Type	Plain		Type	None
Fin density	(fin/meter)		Thickness	(mm)
Fin height	(mm)		Pitch	(L/D)
Fin thickness	(mm)			
Root diameter	(mm)			
Area/length	(m2/m)			
Mean Metal Temperatures				
Mean shell temperature		382,68 (C)		
Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)				
<u>Tube Pass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>	
1	368,79	369,70	369,27	
2	379,98	380,15	380,07	



Final Results - RECALENTADOR						Page 1
Xist E Ver. 5.00					Foster Units	
REHEATER						
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMANFU Shell With Double-Segmental Baffles						
Process Data		Hot Shellside		Cold Tubeside		
Fluid name		Therminol VP-1		Vapor de agua		
Fluid condition		Sens. Liquid		Boil. Liquid		
Total flow rate		(kg/s)	31,1602	24,9501		
Weight fraction vapor, In/Out		(--)	0,000	0,987	1,000	
Temperature, In/Out		(Deg C)	391,00	244,16	211,86	
Temperature, Average/Skin		(Deg C)	317,6	327,01	296,7	
Wall temperature, Min/Max		(Deg C)	229,72	386,47	229,33	
Pressure, In/Average		(bar)	16,950	16,881	19,800	
Pressure drop, Total/Allowed		(bar)	0,138	2,400	0,863	
Velocity, Mid/Max allow		(m/s)	0,30	22,79		
Mole fraction inert		(--)			0,0	
Average film coef.		(W/m2-K)	1066,42		892,46	
Heat transfer safety factor		(--)	1,000		1,000	
Fouling resistance		(m2-K/W)	0,000180		0,000180	
Overall Performance Data						
Overall coef., Reqd/Clean/Actual		(W/m2-K)	353,07	/	434,36 / 370,85	
Heat duty, Calculated/Specified		(MegaWatts)	10,8391	/		
Effective overall temperature difference		(Deg C)	26,8			
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)		(Deg C)	27,28	*	0,9829 * 1,0000	
Liquid static head, Required/Specified		(m)		/	0,00	
See Runtime Messages Report for warnings.						
Exchanger Fluid Volumes						
Approximate shellside (L)		5891,7				
Approximate tubeside (L)		5801,9				
Shell Construction Information						
TEMA shell type		NFU	Shell ID		(mm) 1120,00	
Shells Series		1 Parallel 1	Total area		(m2) 1158,58	
Passes Shell		2 Tube 2	Eff. area		(m2/shell) 1144,90	
Shell orientation angle (deg)		0,00				
Impingement present		Rectangular plate	Imp. length/width (mm)		223 / 223	
Pairs seal strips		2	Passlane seal rods (mm)		0,000 No. 0	
Shell expansion joint		No	Full support at U-Bend		Yes	
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		39590 / 27905 / 12742	(kg/shell)			
Baffle Information						
Type		Parallel Double-Seg.	Baffle cut (% dia)		27,61	
Crosspasses/shellpass		23	No. (Pct Area)		(mm) to C.L	
Central spacing (mm)		475,000	1	44,41	250,783	
Inlet/Outlet Spacing (mm)		680,000	2	44,44	195,788	
Turn Spacing (mm)		224,888	Baffle overlap (mm)		54,996	
Baffle thickness (mm)		12,700	Long. baffle length (m)		10,655	
Insulated long baffle		Yes				
Tube Information						
Tube type		Plain	Tubecount per shell		2110	
Length to tangent (m)		11,010	Pct tubes removed (both)		6,92	
Effective length (m)		10,880	Outside diameter (mm)		15,875	
Total tubesheet (mm)		130,000	Wall thickness (mm)		1,270	
Area ratio (out/in)		1,1905	Pitch (mm)		21,1661 Ratio 1,3333	
Tube metal		Carbon steel	Tube pattern (deg)		30	



Final Results - RECALENTADOR						Page 2
Xist E Ver. 5.00					Foster Units	
REHEATER						
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA NFU Shell With Double-Segmental Baffles						
Shellside Performance						
Nom vel, X-flow/window		0,30 / 0,32				
Flow fractions for heat transfer		0,829				
A=0,0221	B=0,8058	C=0,0424	E=0,1297	F=0,0000		
Shellside Heat Transfer Corrections						
Total	Beta	Gamma	End	Fin		
0,817	0,762	1,072	0,999	1,000		
Pressure Drops (Percent of Total)						
Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube	
18,58	42,60	26,91	Inlet	7,14	2,84	
MOMENTUM		0,00	Outlet	4,78	2,76	
Two-Phase Parameters						
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F		
PP/TBR	Mist	Sens Gas	Sens Gas			
H. T. Parameters			Shell	Tube		
Overall wall correction			1,000			
Midpoint	Prandtl no.					
Midpoint	Reynolds no.		27017	106430		
Bundle inlet	Reynolds no.		13046	105915		
Bundle outlet	Reynolds no.		45596	94880		
Fouling layer	(mm)					
Thermal Resistance						
Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des		
34,77	49,47	14,62	1,134	5,04		
Total fouling resistance				0,00039		
Differential resistance				0,00014		
Shell Nozzles			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
Inlet at channel end-Yes						
Number at each position			1	1	0	
Diameter		(mm)	202,718	202,718		
Velocity		(m/s)	1,37	1,11		
Pressure drop		(bar)	9,827e-3	6,577e-3		
Height under nozzle		(mm)	81,645	94,345		
Nozzle R-V-SQ		(kg/m-s2)	1319,88	1066,82		
Shell ent.		(kg/m-s2)	572,04	251,86		
Tube Nozzle			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
			RADIAL	RADIAL		
Diameter		(mm)	387,351	387,351		
Velocity		(m/s)	21,03	32,11		
Pressure drop		(bar)	0,024	0,024		
Nozzle R-V-SQ		(kg/m-s2)	4451,72	6799,36		
Annular Distributor			Inlet	Outlet		
Length		(mm)				
Height		(mm)				
Slot area		(mm2)				
Diametral Clearances (mm)						
Baffle-to-shell		Bundle-to-shell		Tube-to-baffle		
6,0000		21,2196		0,3969		



Final Results - RECALENTADOR						Page 3
Xist E Ver. 5.00					Foster Units	
REHEATER						
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA NFU Shell With Double-Segmental Baffles						
Externally Enhanced Tube Geometry				Internally Enhanced Tube Geometry		
Type	Plain			Type	None	
Fin density	(fin/meter)			Thickness	(mm)	
Fin height	(mm)			Pitch	(L/D)	
Fin thickness	(mm)					
Root diameter	(mm)					
Area/length	(m2/m)					
Mean Metal Temperatures						
Mean shell temperature		337,14 (C)				
Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)						
Tube Pass	Inside	Outside	Radial			
1	284,21	284,64	284,44			
2	365,96	366,16	366,07			
Longitudinal Baffle Seal Leakage Analysis						
TEMA NFU Shell		Base	Case	Case	Case	Case
		Case	1	2	3	4
Seal leakage clearance	(mm)	0,000	0,406	0,813	1,626	2,381
Percent fluid leakage past seal		0,00	5,41	12,86	26,90	38,23
Fluid leakage MTD correction		1,000	0,946	0,871	0,731	0,000
Corrected MTD	(C)	26,8	25,4	23,4	19,6	0,0
Corrected percent overdesign		5,0	-6,46e-1	-8,5	-23,2	-100,0



# **ANEXO C: OUTPUT PROGRAMA CÁLCULO MECÁNICO.**



En el presente anexo se muestran los resultados obtenidos en los cálculos mecánicos, mediante el software Codecal, para los espesores de los componentes principales de los intercambiadores de calor tubo-carcasa estudiados a lo largo del presente proyecto.

Se han analizado los espesores de los componentes principales, como las envolventes, los cabezales de cierre de las envolventes, las conexiones principales de alimentación, las placas tubulares y los cierres bridados de las cámaras de retorno.

Debido al gran volumen ocupado por los cálculos y a la repetitividad de los mismos, siendo los resultados del programa muy similares entre los intercambiadores estudiados, se muestran a continuación los resultados completos obtenidos para un intercambiador considerado de baja presión en la cámara de retorno, como es el caso del recalentador, y uno de los considerados de alta presión en la cámara de retorno, como es el caso del sobrecalentador, a modo de ejemplo. Finalmente se anexan los resúmenes de los resultados obtenidos para los restantes intercambiadores estudiados.



## Tabla de contenidos - Cálculos Mecánicos Recalentador

Shell Analysis	: Shell.....	2
Shell Analysis	: Channel.....	5
Shell Analysis	: Shell head.....	8
Nozzle Analysis	: Tub_vapor in.....	11
Nozzle Analysis	: Shell_Th_in&out.....	16
Flange Analysis	: Channel Flange.....	21
Flange Analysis	: Channel cover.....	27
ASMETube Analysis	: A Tubesheet.....	31
Vessel Results	Summary.....	41


**Input Echo, Component 1, Description: Shell**

Design Internal Pressure	P	25.00	bars
Temperature for Internal Pressure		400.00	C
Design External Pressure	PEXT	1.00	bars
Temperature for External Pressure		400.00	C
External Pressure Chart Name		CS-2	
Include Hydrostatic Head Components		NO	
Material Specification (Not Normalized)		SA-516 70	
Material UNS Number		K02700	
Material Form used		Plate	
Allowable Stress At Temperature	S	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress At Ambient	SA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Yield Stress At Temperature	Sy	181.12	N./mm <sup>2</sup>
Curve Name for Chart UCS 66		B	
Joint efficiency for Shell Joint	E	1.00	
Design Length of Section	L	11560.0000	mm.
Length of Cylinder for Volume Calcs.	CYLLLEN	11560.0000	mm.
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	1120.0000	mm.
Minimum Thickness of Pipe or Plate	T	20.0000	mm.
Shell/Head Int. Corrosion Allowance	CA	3.0000	mm.
Skip UG-16(b) Min. thickness calculation		NO	
Type of Element:		Cylindrical Shell	

**Internal pressure results, Shell Number 1, Desc.: Shell**

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

**Thickness Due to Internal Pressure (Tr):**

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D/2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (25.00 \cdot (1120.0000/2 + 3.0000)) / (101.27 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 25.00) \\
 &= 14.1077 + 3.0000 = 17.1077 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

**Max. All. Working Pressure at Given Thickness (MAWP):**

$$\begin{aligned}
 &= (S \cdot E \cdot (T - CA - CAE)) / ((D/2 + CA) + 0.6 \cdot (T - CA - CAE)) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (101.27 \cdot 1.00 \cdot (17.0000)) / ((1120.0000/2 + 3.0000) + 0.6 \cdot 17.0000) \\
 &= 30.03 \text{ bars}
 \end{aligned}$$

**Maximum Allowable Pressure, New and Cold (MAPNC):**

$$\begin{aligned}
 &= (SA \cdot E \cdot T) / (D/2 + 0.6 \cdot T) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (137.90 \cdot 1.00 \cdot 20.0000) / (1120.0000/2 + 0.6 \cdot 20.0000) \\
 &= 48.21 \text{ bars}
 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.





Actual stress at given pressure and thickness (Sact):

$$\begin{aligned}
 &= (P * ((D/2 + CA) + 0.6 * (T - CA - CAE))) / (E * (T - CA - CAE)) \\
 &= (25.00 * ((1120.0000/2 + 3.0000) + 0.6 * (17.0000))) / (1.00 * (17.0000)) \\
 &= 84.30 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

#### SUMMARY OF INTERNAL PRESSURE RESULTS:

Required Thickness plus Corrosion Allowance, Trca	17.1077	mm.
Actual Thickness as Given in Input	20.0000	mm.
Maximum Allowable Working Pressure	MAWP	30.034 bars
Maximum Allowable Pressure, NC	MAPNC	48.214 bars
Design Pressure as Given in Input	P	25.000 bars

#### Hydrostatic Test Pressures ( Measured at High Point ):

Hydrotest per UG-99(b); 1.3 * MAWP * Sa/S	53.16	bars
Hydrotest per UG-99(c); 1.3 * MAPNC	62.68	bars
Pneumatic per UG-100 ; 1.1 * MAWP * Sa/S	44.99	bars

Percent Elongation per UCS-79 ( 50 \* tnom/Rf \* (1-Rf/Ro) ) 1.754 %

#### Minimum Design Metal Temperature per UCS-66 Curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-7	C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.607]	-29	C

#### External Pressure Results, Shell Number 1, Desc.: Shell

##### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

External Pressure Chart	CS-2	at	400.00	C
Elastic Modulus for Material			162822944.00	KPa.

#### Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	17.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1160.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	11560.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	68.2353	
Length / Diameter Ratio	LD	9.9655	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0002363	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	19.2347	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		3.76	bars
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *19.2347 )/( 3 *68.2353 ) = 3.7583			

#### Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	10.0765	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1160.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	11560.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	115.1197	
Length / Diameter Ratio	LD	9.9655	

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0001061	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	8.6350	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		1.00	bars
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 8.6350) / (3 * 115.1197) = 1.0001$			

#### Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	17.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1160.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.1314E+25	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	68.2353	
Length / Diameter Ratio	LD	50.0000	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0002363	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	19.2347	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		3.76	bars
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 19.2347) / (3 * 68.2353) = 3.7583$			

#### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	3.76	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	13.0765	mm.
Actual Thickness as entered by User	20.0000	mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.1314E+25	mm.
Actual Length as entered by User	11560.00	mm.

#### Weight and Volume Results, Original Thickness:

Volume of Shell Component	VOLMET	0.8280E+09	mm. <sup>3</sup>
Weight of Shell Component	WMET	6486.4	Kgf
Inside Volume of Component	VOLID	0.1139E+11	mm. <sup>3</sup>
Weight of Water in Component	WWAT	11384.0	Kgf

#### Weight and Volume Results, Corroded Thickness:

Volume of Shell Component, Corroded	VOLMETCA	0.7057E+09	mm. <sup>3</sup>
Weight of Shell Component, Corroded	WMETCA	5527.9	Kgf
Inside Volume of Component, Corroded	VOLIDCA	0.1151E+11	mm. <sup>3</sup>
Weight of Water in Component, Corroded	WWATCA	11506.3	Kgf

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software


**Input Echo, Component 2, Description: Channel**

Design Internal Pressure	P	25.00	bars
Temperature for Internal Pressure		400.00	C
Design External Pressure	PEXT	1.00	bars
Temperature for External Pressure		400.00	C
External Pressure Chart Name		CS-2	
Include Hydrostatic Head Components		NO	
Material Specification (Not Normalized)		SA-516 70	
Material UNS Number		K02700	
Material Form used		Plate	
Allowable Stress At Temperature	S	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress At Ambient	SA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Yield Stress At Temperature	Sy	181.12	N./mm <sup>2</sup>
Curve Name for Chart UCS 66		B	
Joint efficiency for Shell Joint	E	1.00	
Design Length of Section	L	882.0000	mm.
Length of Cylinder for Volume Calcs.	CYLLLEN	882.0000	mm.
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	1200.0000	mm.
Minimum Thickness of Pipe or Plate	T	20.0000	mm.
Shell/Head Int. Corrosion Allowance	CA	3.0000	mm.
Skip UG-16(b) Min. thickness calculation		NO	
Type of Element:		Cylindrical Shell	

**Internal pressure results, Shell Number 2, Desc.: Channel**

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

**Thickness Due to Internal Pressure (Tr):**

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D/2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (25.00 \cdot (1200.0000/2 + 3.0000)) / (101.27 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 25.00) \\
 &= 15.1100 + 3.0000 = 18.1100 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

**Max. All. Working Pressure at Given Thickness (MAWP):**

$$\begin{aligned}
 &= (S \cdot E \cdot (T - CA - CAE)) / ((D/2 + CA) + 0.6 \cdot (T - CA - CAE)) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (101.27 \cdot 1.00 \cdot (17.0000)) / ((1200.0000/2 + 3.0000) + 0.6 \cdot 17.0000) \\
 &= 28.07 \text{ bars}
 \end{aligned}$$

**Maximum Allowable Pressure, New and Cold (MAPNC):**

$$\begin{aligned}
 &= (SA \cdot E \cdot T) / (D/2 + 0.6 \cdot T) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (137.90 \cdot 1.00 \cdot 20.0000) / (1200.0000/2 + 0.6 \cdot 20.0000) \\
 &= 45.06 \text{ bars}
 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Actual stress at given pressure and thickness (Sact):

$$= (P * ((D/2 + CA) + 0.6 * (T - CA - CAE))) / (E * (T - CA - CAE))$$

$$= (25.00 * ((1200.0000/2 + 3.0000) + 0.6 * (17.0000))) / (1.00 * (17.0000))$$

$$= 90.18 \text{ N./mm}^2$$

#### SUMMARY OF INTERNAL PRESSURE RESULTS:

Required Thickness plus Corrosion Allowance, Trca		18.1100	mm.
Actual Thickness as Given in Input		20.0000	mm.
Maximum Allowable Working Pressure	MAWP	28.075	bars
Maximum Allowable Pressure, NC	MAPNC	45.063	bars
Design Pressure as Given in Input	P	25.000	bars

#### Hydrostatic Test Pressures ( Measured at High Point ):

Hydrotest per UG-99(b); 1.3 * MAWP * Sa/S	49.70	bars
Hydrotest per UG-99(c); 1.3 * MAPNC	58.58	bars
Pneumatic per UG-100 ; 1.1 * MAWP * Sa/S	42.05	bars

Percent Elongation per UCS-79 ( 50 \* tnom/Rf \* (1-Rf/Ro) ) 1.639 %

#### Minimum Design Metal Temperature per UCS-66 Curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-7	C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.650]	-27	C

#### External Pressure Results, Shell Number 2, Desc.: Channel

##### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

External Pressure Chart	CS-2	at	400.00	C
Elastic Modulus for Material			162822944.00	KPa.

#### Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	17.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1240.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	882.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	72.9412	
Length / Diameter Ratio	LD	0.7113	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0031686	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	66.3011	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		12.12	bars
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *66.3011 )/( 3 *72.9412 ) = 12.1188			

#### Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	3.7010	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1240.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	882.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	335.0482	
Length / Diameter Ratio	LD	0.7113	

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0003087	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	25.1317	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		1.00	bars
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 25.1317) / (3 * 335.0482) = 1.0001$			

#### Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	17.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1240.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.2226E+22	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	72.9412	
Length / Diameter Ratio	LD	50.0000	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0002068	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	16.8329	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		3.08	bars
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 16.8329) / (3 * 72.9412) = 3.0768$			

#### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	12.12	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	6.7010	mm.
Actual Thickness as entered by User	20.0000	mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.2226E+22	mm.
Actual Length as entered by User	882.00	mm.

#### Weight and Volume Results, Original Thickness:

Volume of Shell Component	VOLMET	0.6761E+08	mm. <sup>3</sup>
Weight of Shell Component	WMET	529.6	Kgf
Inside Volume of Component	VOLID	0.9975E+09	mm. <sup>3</sup>
Weight of Water in Component	WWAT	997.1	Kgf

#### Weight and Volume Results, Corroded Thickness:

Volume of Shell Component, Corroded	VOLMETCA	0.5761E+08	mm. <sup>3</sup>
Weight of Shell Component, Corroded	WMETCA	451.3	Kgf
Inside Volume of Component, Corroded	VOLIDCA	0.1008E+10	mm. <sup>3</sup>
Weight of Water in Component, Corroded	WWATCA	1007.1	Kgf

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software


**Input Echo, Component 3, Description: Shell head**

Design Internal Pressure	P	25.00	bars
Temperature for Internal Pressure		400.00	C
User Entered Minimum Design Metal Temperature		-12.00	C
Design External Pressure	PEXT	1.00	bars
Temperature for External Pressure		400.00	C
External Pressure Chart Name		CS-2	
Include Hydrostatic Head Components		NO	
Material Specification (Not Normalized)		SA-516 70	
Material UNS Number		K02700	
Material Form used		Plate	
Allowable Stress At Temperature	S	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress At Ambient	SA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Yield Stress At Temperature	Sy	181.12	N./mm <sup>2</sup>
Curve Name for Chart UCS 66		B	
Joint efficiency for Head Joint	E	1.00	
Inside Diameter of Elliptical Head	D	1120.0000	mm.
Minimum Thickness of Pipe or Plate	T	20.0000	mm.
Shell/Head Int. Corrosion Allowance	CA	3.0000	mm.
Aspect Ratio	AR	2.0000	
Length of Straight Flange	STRFTLG	0.0000	mm.
Skip UG-16(b) Min. thickness calculation		NO	
Type of Element:		Elliptical Head	

**Internal pressure results, Shell Number 3, Desc.: Shell head**

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

**Thickness Due to Internal Pressure (Tr):**

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D + 2 \cdot CA) \cdot K) / (2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P) \text{ Appendix 1-4(c)} \\
 &= (25.00 \cdot (1120.0000 + 2 \cdot 3.0000) \cdot 1.00) / (2 \cdot 101.27 \cdot 1.00 - 0.2 \cdot 25.00) \\
 &= 13.9331 + 3.0000 = 16.9331 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

**Max. All. Working Pressure at Given Thickness (MAWP):**

$$\begin{aligned}
 &= (2 \cdot S \cdot E \cdot (T - CA - CAE)) / (K \cdot (D + 2 \cdot CA) + 0.2 \cdot (T - CA - CAE)) \text{ per Appendix 1-4(c)} \\
 &= (2 \cdot 101.27 \cdot 1.00 \cdot (17.0000)) / (1.00 \cdot (1120.0000 + 2 \cdot 3.0000) + 0.2 \cdot (17.0000)) \\
 &= 30.49 \text{ bars}
 \end{aligned}$$

**Maximum Allowable Pressure, New and Cold (MAPNC):**

$$= (2 \cdot S \cdot E \cdot T) / (K \cdot D + 0.2 \cdot T) \text{ per Appendix 1-4 (c)}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= (2 * 137.90 * 1.00 * 20.0000) / (1.00 * 1120.0000 + 0.2 * 20.0000)$$

$$= 49.07 \text{ bars}$$

Actual stress at given pressure and thickness (Sact):

$$= (P * (K * (D + 2 * CA) + 0.2 * (T - CA - CAE))) / (2 * E * (T - CA - CAE))$$

$$= (25.00 * (1.00 * (1120.0000 + 2 * 3.0000) + 0.2 * (17.0000))) / (2 * 1.00 * (17.0000))$$

$$= 83.05 \text{ N./mm}^2$$

#### SUMMARY OF INTERNAL PRESSURE RESULTS:

Required Thickness plus Corrosion Allowance, Trca		16.9331	mm.
Actual Thickness as Given in Input		20.0000	mm.
Maximum Allowable Working Pressure	MAWP	30.486	bars
Maximum Allowable Pressure, NC	MAPNC	49.072	bars
Design Pressure as Given in Input	P	25.000	bars

#### Hydrostatic Test Pressures ( Measured at High Point ):

Hydrotest per UG-99(b); 1.3 * MAWP * Sa/S	53.97	bars
Hydrotest per UG-99(c); 1.3 * MAPNC	63.79	bars
Pneumatic per UG-100 ; 1.1 * MAWP * Sa/S	45.66	bars

Percent Elongation per UCS-79 ( 75 \* tnom/Rf \* (1-Rf/Ro) ) 7.740 %

Note: Please Check Requirements of UCS-79 as Elongation is > 5%.

#### Minimum Design Metal Temperature per UCS-66 Curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-7	C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.602]	-30	C

#### External Pressure Results, Shell Number 3, Desc.: Shell head

##### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

External Pressure Chart	CS-2	at	400.00	C
Elastic Modulus for Material			162822944.00	KPa.

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Head	TCA	17.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1160.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	68.2353	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0020354	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	60.9185	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		9.92	bars
EMAWP = B/(K*(D/T)) = 60.9185 /(0.9000 *68.2353 ) = 9.9191			

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Head	TCA	3.2728	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1160.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	354.4335	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0003919	

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Materials Factor, B, f(A, Chart)                      B                      31.9039    N./mm<sup>2</sup>  
 Maximum Allowable Working Pressure                      1.00    bars  
 $EMAWP = B/(K_0 \cdot (D/T)) = 31.9039 / (0.9000 \cdot 354.4335) = 1.0001$

#### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness                      9.92    bars  
 Required Pressure as entered by User                      1.00    bars  
 Required Thickness including Corrosion all.                      6.2728    mm.  
 Actual Thickness as entered by User                      20.0000    mm.

#### Weight and Volume Results, Original Thickness:

Volume of Shell Component                      VOLMET 0.3111E+08    mm.<sup>3</sup>  
 Weight of Shell Component                      WMET                      243.7    Kgf  
 Inside Volume of Component                      VOLID 0.1839E+09    mm.<sup>3</sup>  
 Weight of Water in Component                      WWAT                      183.8    Kgf  
 Inside Vol. of 0.00 mm. Straight                      VOLSCA 0.0000E+00    mm.  
 Total Volume for Head + Straight                      VOLTOT 0.1839E+09    mm.

#### Weight and Volume Results, Corroded Thickness:

Volume of Shell Component, Corroded                      VOLMETCA 0.2644E+08    mm.<sup>3</sup>  
 Weight of Shell Component, Corroded                      WMETCA                      207.1    Kgf  
 Inside Volume of Component, Corroded                      VOLIDCA 0.1869E+09    mm.<sup>3</sup>  
 Weight of Water in Component, Corroded                      WWATCA                      186.8    Kgf  
 Inside Vol. of 0.00 mm. Straight, Corr.                      VOLSCA 0.0000E+00    mm.<sup>3</sup>  
 Total Volume for Head + Straight Corroded                      VOLTCA 0.1869E+09    mm.<sup>3</sup>

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software



**Input Echo, Nozzle Item 4, Description: Tub\_vapor in**

Design Internal Pressure ( Case 1 )	P	25.00	bars
Temperature for Internal Pressure	TEMP	400.00	C
Design External Pressure ( Case 2 )	PEXT	1.00	bars
Temperature for External Pressure	TEMPEX	400.00	C
Include Hydrostatic Head Components		NO	
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)		SA-516 70	
Material UNS Number		K02700	
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	181.12	N./mm <sup>2</sup>
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	1200.0000	mm.
Design Length of Section	L	882.0000	mm.
Actual Thickness of Shell or Head	T	20.0000	mm.
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	3.1800	mm.
Is this Nozzle a Radial Nozzle		YES	
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)		NO	
Nozzle Material (Not Normalized or NA)		SA-105	
Material UNS Number		K03504	
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	ID	
Inside Diameter of Nozzle	DIA	387.3500	mm.
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Actual	
Actual Thickness of Nozzle	THK	70.0000	mm.
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	3.0000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00	
Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Insert	
Outward Projection of Nozzle	HO	250.0000	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	14.0000	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	20.0000	mm.
Is this is Manway/Access/Inspection Opening		No	
Skip Iterative Failure Thickness Calculations		Yes	

**NOZZLE CALCULATION, Description: Tub\_vapor in**

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation	15.250	in.
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	2.756	in.

#### Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D/2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (25.00 \cdot (1200.0000/2 + 3.1800)) / (101.27 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 25.00) \\
 &= 15.1145 + 3.1800 = 18.2945 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

#### External Pressure Results for SHELL/HEAD :

##### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	11.95	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	6.8810	mm.
Actual Thickness as entered by User	20.0000	mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.1029E+22	mm.
Actual Length as entered by User	882.00	mm.

#### Internal Pressure Results for NOZZLE :

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D/2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (25.00 \cdot (387.3500/2 + 3.0000)) / (101.27 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 25.00) \\
 &= 4.9283 + 3.0000 = 7.9283 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

#### External Pressure Results for NOZZLE :

##### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	173.69	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	4.3309	mm.
Actual Thickness as entered by User	70.0000	mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.3444E+33	mm.
Actual Length as entered by User	250.00	mm.

#### UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Internal Pressure

Effective material diameter limit,	DL	786.7000	mm.
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	42.0500	mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



### Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available, A1 to A5		Design	External	Mapnc	
Area Required	Ar	59.453	7.279	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Shell	A1	6.708	51.604	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Nozzle Wall	A2	52.202	55.228	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Welds	A4	1.960	1.960	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Pad	A5	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
Total Area Available	Atot	60.871	108.792	NA	cm <sup>2</sup>

### Internal Pressure Case Governs the Analysis

Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations 90.00 Degr.

The area available without a pad is Sufficient.

### Reinforcement Area Required for Nozzle:

$Ar = (DLR * TR + 2 * THK * TR * (1 - FFR1))$  UG-37(c) or UG-39  
 $Ar = (393.3500 * 15.1145 + 2 * (70.0000 - 3.0000) * 15.1145 * (1.0 - 1.00))$   
 $Ar = 59.453 \text{ cm}^2$

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Nozzle Opening size:

### Area Available in Shell (A1):

$A1 = (DL - DLR) * (ES * (T - CAS) - TR) - 2 * (THK - CAN) * (ES * (T - CAS) - TR) * (1 - FFR1)$   
 $A1 = (786.700 - 393.350) * (1.00 * (20.0000 - 3.180) - 15.115) - 2 * (70.000 - 3.000) * (1.00 * (20.0000 - 3.1800) - 15.1145) * (1.0 - 1.00)$   
 $A1 = 6.708 \text{ cm}^2$

### Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

$A2np = (2 * \text{MIN}(TLNP, HO)) * (THK - CAN - TRN) * FFR2$   
 $A2np = (2 * 42.0500) * (70.0000 - 3.0000 - 4.9283) * 1.00$   
 $A2np = 52.202 \text{ cm}^2$

### Area Available in Welds, no Pad:

$A4np = Wo^2 * FFR2 + (Wi - Can / 0.707)^2 * FFR2$   
 $A4np = 14.0000^2 * 1.0000 + (0.0000)^2 * 1.0000$   
 $A4np = 1.960 \text{ cm}^2$

### UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:

Wall Thickness per UG45(a),  $tra = 7.9283 \text{ mm}$ .  
 Wall Thickness per UG16(b),  $tr16b = 5.5612 \text{ mm}$ .  
 Wall Thickness per UG45(b)(1),  $trb1 = 18.2945 \text{ mm}$ .  
 Wall Thickness per UG45(b)(2),  $trb2 = 3.7760 \text{ mm}$ .  
 Wall Thickness per UG45(b)(3),  $trb3 = \text{Max}(trb1, trb2, tr16b) = 18.2945 \text{ mm}$ .  
 Std. Wall Pipe per UG45(b)(4),  $trb4 = 11.3344 \text{ mm}$ .  
 Wall Thickness per UG45(b),  $trb = \text{Min}(trb3, trb4) = 11.3344 \text{ mm}$ .

Final Required Thickness,  $tr45 = \text{Max}(tra, trb) = 11.3344 \text{ mm}$ .

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Available Nozzle Neck Thickness = 70.0000 mm. --> OK

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded	212.73	Kgf
Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded	202.93	Kgf

#### Minimum Design Metal Temperature ( Nozzle Neck ), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	24	C
Minimum Metal Temp. at operating stress	-54	C

#### Minimum Design Metal Temperature ( Shell ), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-7	C
Minimum Metal Temp. at operating stress	-26	C

#### Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), UCS curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-7	C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.212]	-85	C

#### Weld Size Calculations, Nozzle Number 4, Desc.: Tub\_vapor in

Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds	Tmin	16.8200	mm.
--	------	---------	-----

#### Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness	
Nozzle Weld	6.3500 = Min per Code	9.8994 = 0.707 * WO	, mm.

#### Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b)

Weld Load [W]:

$$\begin{aligned}
 &= (AR-A1+2*(THK-CAN)*Ffr1*(E1(T-CAS)-Tr))*S \\
 &= (59.4531 - 6.7084 + 2 * ( 70.0000 - 3.0000 ) * 1.0000 * \\
 &\quad (1.00 * ( 20.0000 - 3.1800 ) - 15.1145 ) ) * 101 \\
 &= 56828.82 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Weld Load [W1]:

$$\begin{aligned}
 &= (A2+A5+A4-(WI-CAN/.707)^2*Ffr2)*S \\
 &= ( 52.2023 + 0.0000 + 1.9600 - 0.0000 * 1.00 ) * 101 \\
 &= 55932.78 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Weld Load [W2]:

$$\begin{aligned}
 &= (A2+A3+A4+(2*(THK-CAN)*(T-CAS)*Fr1))*S \\
 &= ( 52.2023 + 0.0000 + 1.9600 + 22.5388 ) * 101 \\
 &= 79208.33 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Weld Load [W3]:

$$\begin{aligned}
 &= (A2+A3+A4+A5+(2*(THK-CAN)*(T-CAS)*Fr1))*S \\
 &= ( 52.2023 + 0.0000 + 0.0000 + 1.9600 + 22.5388 ) * 101 \\
 &= 79208.33 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

#### Strength of Connection Elements for Failure Path Analysis :

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.

**Shear, Outward Nozzle Weld [Sonw]:**

$$\begin{aligned}
 &= (\pi/2) * D_{lo} * W_o * 0.49 * S_{nw} \\
 &= ( 3.1416 / 2.0 ) * 527.3500 * 14.0000 * 0.49 * 101 \\
 &= 58683. \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Shear, Nozzle Wall [Snw]:**

$$\begin{aligned}
 &= (\pi * (D_{LR} + D_{lo}) / 4.0) * (THK - Can) * 0.7 * S_n \\
 &= ( 3.1416 * 230.1750 ) * ( 70.0000 - 3.0000 ) * 0.7 * 101 \\
 &= 350227. \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Tension, Nozzle Groove Weld [Tngw]:**

$$\begin{aligned}
 &= (\pi/2) * D_{lo} * (W_{gnvi} - Cas) * 0.74 * S_{ng} \\
 &= ( 3.1416 / 2.0 ) * 527.3500 * ( 20.0000 - 3.1800 ) * 0.74 * 101 \\
 &= 106475. \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Strength of Failure Paths:**

$$\begin{aligned}
 PATH11 &= ( Sonw + Snw ) = ( 58682 + 350227 ) = 408910 \text{ Kgf} \\
 PATH22 &= ( Sonw + Tpgw + Tngw + Sinw ) \\
 &= ( 58682 + 0 + 106474 + 0 ) = 165157 \text{ Kgf} \\
 PATH33 &= ( Sonw + Tngw + Sinw ) \\
 &= ( 58682 + 106474 + 0 ) = 165157 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Summary of Failure Path Calculations:**

Path 1-1 = 408910 Kgf, must exceed W = 56828 Kgf or W1 = 55932 Kgf  
 Path 2-2 = 165157 Kgf, must exceed W = 56828 Kgf or W2 = 79208 Kgf  
 Path 3-3 = 165157 Kgf, must exceed W = 56828 Kgf or W3 = 79208 Kgf

**M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:**

Converged M.A.W.P for given geometry	AMAP	25.282	bars
Converged M.A.P.(NC) for given geometry	AMAPNC	41.781	bars

Note: To determine if the nozzle is governing the design, Compare Nozzle  
 MAWP/MAPnc with that of the Shell computed from the Shell/Head Module.

**PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software**


**Input Echo, Nozzle Item 6, Description: Shell\_Th\_in&out**

Design Internal Pressure ( Case 1 )	P	25.00	bars
Temperature for Internal Pressure	TEMP	400.00	C
Design External Pressure ( Case 2 )	PEXT	1.00	bars
Temperature for External Pressure	TEMPEX	400.00	C
Include Hydrostatic Head Components		NO	
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)		SA-516 70	
Material UNS Number		K02700	
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	181.12	N./mm <sup>2</sup>
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	1120.0000	mm.
Design Length of Section	L	11560.0000	mm.
Actual Thickness of Shell or Head	T	20.0000	mm.
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	3.1800	mm.
Is this Nozzle a Radial Nozzle		YES	
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)		NO	
Nozzle Material (Not Normalized or NA)		SA-105	
Material UNS Number		K03504	
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	ID	
Inside Diameter of Nozzle	DIA	202.7180	mm.
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Actual	
Actual Thickness of Nozzle	THK	35.0000	mm.
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	3.0000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00	
Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Insert	
Outward Projection of Nozzle	HO	250.0000	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	14.0000	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	20.0000	mm.
Is this is Manway/Access/Inspection Opening		No	
Skip Iterative Failure Thickness Calculations		Yes	

**NOZZLE CALCULATION, Description: Shell\_Th\_in&out**

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation	7.981 in.
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	1.378 in.

#### Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D/2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (25.00 \cdot (1120.0000/2 + 3.1800)) / (101.27 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 25.00) \\
 &= 14.1122 + 3.1800 = 17.2922 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

#### External Pressure Results for SHELL/HEAD :

##### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	3.64 bars
Required Pressure as entered by User	1.00 bars
Required Thickness including Corrosion all.	13.2565 mm.
Actual Thickness as entered by User	20.0000 mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.6612E+24 mm.
Actual Length as entered by User	11560.00 mm.

#### Internal Pressure Results for NOZZLE :

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D/2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (25.00 \cdot (202.7180/2 + 3.0000)) / (101.27 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 25.00) \\
 &= 2.6150 + 3.0000 = 5.6150 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

#### External Pressure Results for NOZZLE :

##### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	154.65 bars
Required Pressure as entered by User	1.00 bars
Required Thickness including Corrosion all.	3.9033 mm.
Actual Thickness as entered by User	35.0000 mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.3151E+33 mm.
Actual Length as entered by User	250.00 mm.

#### UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Internal Pressure

Effective material diameter limit,	DL	417.4360 mm.
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	42.0500 mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



### Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available, A1 to A5		Design	External	Mapnc	
Area Required	Ar	29.455	10.516	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Shell	A1	5.652	14.075	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Nozzle Wall	A2	24.713	26.152	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Welds	A4	1.960	1.960	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Pad	A5	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
Total Area Available	Atot	32.324	42.187	NA	cm <sup>2</sup>

### Internal Pressure Case Governs the Analysis

Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations 90.00 Degr.

The area available without a pad is Sufficient.

### Reinforcement Area Required for Nozzle:

Ar = (DLR\*TR+2\*THK\*TR\*(1-FFR1)) UG-37(c) or UG-39  
 Ar = (208.7180\*14.1122+2\*(35.0000-3.0000)\*14.1122\*(1.0-1.00))  
 Ar = 29.455 cm<sup>2</sup>

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Nozzle Opening size:

### Area Available in Shell (A1):

A1 = (DL-DLR)\*(ES\*(T-CAS)-TR)-2\*(THK-CAN)\*(ES\*(T-CAS)-TR)\*(1-FFR1)  
 A1 = (417.436-208.718)\*(1.00\*(20.0000-3.180)-14.112)-2\*(35.000-3.000)  
 \*(1.00\*(20.0000-3.1800)-14.1122)\*(1.0-1.00)  
 A1 = 5.652 cm<sup>2</sup>

### Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

A2np = ( 2 \* MIN(TLNP,HO) ) \* ( THK - CAN - TRN ) \* FFR2  
 A2np = ( 2 \* 42.0500 ) \* ( 35.0000 - 3.0000 - 2.6150 ) \* 1.00 )  
 A2np = 24.713 cm<sup>2</sup>

### Area Available in Welds, no Pad:

A4np = Wo<sup>2</sup>\*FFR2 + ( Wi-Can/0.707 )<sup>2</sup>\*FFR2  
 A4np = 14.0000 ^2 \* 1.0000 + ( 0.0000 )<sup>2</sup> \* 1.0000  
 A4np = 1.960 cm<sup>2</sup>

### UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:

Wall Thickness per UG45(a), tra = 5.6150 mm.  
 Wall Thickness per UG16(b), tr16b = 5.5612 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(1), trb1 = 17.2922 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(2), trb2 = 3.7365 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(3), trb3 = Max(trb1, trb2, tr16b) = 17.2922 mm.  
 Std. Wall Pipe per UG45(b)(4), trb4 = 11.1121 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b), trb = Min(trb3, trb4) = 11.1121 mm.

Final Required Thickness, tr45 = Max(tr4, trb) = 11.1121 mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.





Available Nozzle Neck Thickness = 35.0000 mm. --> OK

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded	55.28	Kgf
Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded	50.19	Kgf

#### Minimum Design Metal Temperature ( Nozzle Neck ), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	8	C
Minimum Metal Temp. at operating stress	-70	C

#### Minimum Design Metal Temperature ( Shell ), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-7	C
Minimum Metal Temp. at operating stress	-29	C

#### Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), UCS curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-7	C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.113]	-85	C

#### Weld Size Calculations, Nozzle Number 6, Desc.: Shell\_Th\_in&out

Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds	Tmin	16.8200	mm.
--	------	---------	-----

#### Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness	
Nozzle Weld	6.3500 = Min per Code	9.8994 = 0.707 * WO	, mm.

#### Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b)

Weld Load [W]:

$$\begin{aligned}
 &= (AR-A1+2*(THK-CAN)*Ffr1*(E1(T-CAS)-Tr))*S \\
 &= (29.4548 - 5.6516 + 2 * ( 35.0000 - 3.0000 ) * 1.0000 * \\
 &\quad (1.00 * ( 20.0000 - 3.1800 ) - 14.1122 ) ) * 101 \\
 &= 26370.85 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Weld Load [W1]:

$$\begin{aligned}
 &= (A2+A5+A4-(WI-CAN/.707)^2*Ffr2)*S \\
 &= ( 24.7128 + 0.0000 + 1.9600 - 0.0000 * 1.00 ) * 101 \\
 &= 27544.64 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Weld Load [W2]:

$$\begin{aligned}
 &= (A2+A3+A4+(2*(THK-CAN)*(T-CAS)*Fr1))*S \\
 &= ( 24.7128 + 0.0000 + 1.9600 + 10.7648 ) * 101 \\
 &= 38661.33 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Weld Load [W3]:

$$\begin{aligned}
 &= (A2+A3+A4+A5+(2*(THK-CAN)*(T-CAS)*Fr1))*S \\
 &= ( 24.7128 + 0.0000 + 0.0000 + 1.9600 + 10.7648 ) * 101 \\
 &= 38661.33 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

#### Strength of Connection Elements for Failure Path Analysis :

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.

**Shear, Outward Nozzle Weld [Sonw]:**

$$\begin{aligned}
 &= (\pi/2) * D_{lo} * W_o * 0.49 * S_{nw} \\
 &= ( 3.1416 / 2.0 ) * 272.7180 * 14.0000 * 0.49 * 101 \\
 &= 30348. \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Shear, Nozzle Wall [Snw]:**

$$\begin{aligned}
 &= (\pi * (D_{LR} + D_{lo}) / 4.0) * (THK - Can) * 0.7 * S_n \\
 &= ( 3.1416 * 120.3590 ) * ( 35.0000 - 3.0000 ) * 0.7 * 101 \\
 &= 87467. \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Tension, Nozzle Groove Weld [Tngw]:**

$$\begin{aligned}
 &= (\pi/2) * D_{lo} * (W_{gnvi} - Cas) * 0.74 * S_{ng} \\
 &= ( 3.1416 / 2.0 ) * 272.7180 * ( 20.0000 - 3.1800 ) * 0.74 * 101 \\
 &= 55063. \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Strength of Failure Paths:**

$$\begin{aligned}
 PATH11 &= ( Sonw + Snw ) = ( 30347 + 87467 ) = 117815 \text{ Kgf} \\
 PATH22 &= ( Sonw + Tpgw + Tngw + Sinw ) \\
 &= ( 30347 + 0 + 55063 + 0 ) = 85410 \text{ Kgf} \\
 PATH33 &= ( Sonw + Tngw + Sinw ) \\
 &= ( 30347 + 55063 + 0 ) = 85410 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Summary of Failure Path Calculations:**

Path 1-1 = 117815 Kgf, must exceed W = 26370 Kgf or W1 = 27544 Kgf  
 Path 2-2 = 85410 Kgf, must exceed W = 26370 Kgf or W2 = 38661 Kgf  
 Path 3-3 = 85410 Kgf, must exceed W = 26370 Kgf or W3 = 38661 Kgf

**M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:**

Converged M.A.W.P for given geometry	AMAP	26.151	bars
Converged M.A.P.(NC) for given geometry	AMAPNC	44.187	bars

Note: To determine if the nozzle is governing the design, Compare Nozzle  
 MAWP/MAPnc with that of the Shell computed from the Shell/Head Module.

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software



### Input Echo, Flange Item 6, Description: Channel Flange

Description of Flange Geometry (Type)	Integral Weld Neck		
Description of Flange Analysis	Analysis Only		
Design Pressure	P	25.00	bars
Design Temperature		400.00	C
Corrosion Allowance	ci	3.0000	mm.
Use Corrosion Allowance in Thickness Calcs.		Yes	
Flange Inside Diameter	B	1200.0000	mm.
Flange Outside Diameter	A	1406.0000	mm.
Flange Thickness	t	100.0000	mm.
Thickness of Hub at Small End	g0	20.0000	mm.
Thickness of Hub at Large End	g1	40.0000	mm.
Length of Hub	h	80.0000	mm.
Perform thickness calcs. based on rigidity		Yes	
Flange Material (Not Normalized)		SA-266 2	
Flange Material UNS Number		K03506	
Flange Allowable Stress At Temperature	Sfo	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Flange Allowable Stress At Ambient	Sfa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Material UNS Number		G41400	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	162.01	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Diameter of Bolt Circle	C	1350.0000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	25.4000	mm.
Type of Thread Series		TEMA Thread Series	
Number of Bolts	n	60	
Compute Full Flange Design Bolt Load (S*ab) ?		No	
Flange Face Outside Diameter	Fod	1250.0000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	1200.0000	mm.
Flange Facing Sketch		Code Sketch 1a	
Gasket Outside Diameter	Go	1250.0000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	1200.0000	mm.
Gasket Factor,	m	2.5000	
Gasket Design Seating Stress	y	68.95	N./mm <sup>2</sup>
Column for Gasket Seating		2, Code Column II	
Gasket Thickness	tg	3.0000	mm.
Shell Material		SA-516 70	
Shell Material UNS Number		K02700	

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.




---

Shell Allowable Stress At Temperature	So	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Shell Allowable Stress At Ambient	Sa	137.90	N./mm <sup>2</sup>

Full face Gasket Flange Option                      Program Selects

### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

Hub Small End Required Thickness due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D/2 + C_a)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (25.00 \cdot (1200.0000/2 + 3.0000)) / (101.27 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 25.00) + C_a \\
 &= 18.1100 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

### Flange analysis, Flange number 6, Description: Channel Flange

#### ASME Code, Section VIII, Division 1, App. 2, 2007

Corroded Flange Thickness, $t_c = T - c_i$	97.000	mm.
Corroded Flange ID, $B_{cor} = B + 2.0 \cdot c_i$	1206.000	mm.
Corroded Large Hub, $g_{lcor} = g_l - c_i$	37.000	mm.
Corroded Small Hub, $g_{0cor} = g_0 - c_i$	17.000	mm.
Code R Dimension, $R = ((C - B_{cor})/2.0) - g_{lcor}$	35.000	mm.
Gasket Contact Width, $N = (G_{oc} - G_{ic}) / 2$	25.000	mm.
Basic Gasket Width, $b_0 = N / 2.0$	12.500	mm.
Effective Gasket Width, $b = \text{SQRT}(b_0) \cdot 2.5$	8.906	mm.
Gasket Reaction Diameter, $G = G_o - 2.0 \cdot b$	1232.188	mm.

#### Basic Flange and Bolt loads:

Hydrostatic End Load due to Pressure[H]:

$$\begin{aligned}
 &= 0.785 \cdot G \cdot G \cdot P_{eq} \\
 &= 0.7854 \cdot 1232.1880 \cdot 1232.1880 \cdot 25.0000 \\
 &= 304004.812 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Contact Load on Gasket Surfaces[Hp]:

$$\begin{aligned}
 &= 2 \cdot b \cdot \pi \cdot G \cdot m \cdot P \\
 &= 2 \cdot 8.9060 \cdot 3.1416 \cdot 1232.1880 \cdot 2.5000 \cdot 25.00 \\
 &= 43945.746 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Hydrostatic End Load at Flange ID[Hd]:

$$\begin{aligned}
 &= 0.785 \cdot B_{cor} \cdot B_{cor} \cdot P \\
 &= 0.785 \cdot 1206.0000 \cdot 1206.0000 \cdot 25.0000 \\
 &= 291219.938 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Pressure Force on Flange Face[Ht]:

$$\begin{aligned}
 &= H - H_d \\
 &= 304004 - 291219 \\
 &= 12784.886 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.

**Operating Bolt Load[Wm1]:**

$$\begin{aligned}
 &= H + H_p + H'p \text{ (cannot be } < 0) \\
 &= ( 304004 + 43945 + 0 ) \\
 &= 347950.531 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Gasket Seating Bolt Load[Wm2]:**

$$\begin{aligned}
 &= y * b * PI * G + yPart * bPart * lp \\
 &= 68.95 * 8.9060 * 3.141 * 1232.188 + 0.00 * 0.0000 * 0.00 \\
 &= 242390.688 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Required Bolt Area[Am]:**

$$\begin{aligned}
 &= \text{Maximum of } Wm1/Sb, Wm2/Sa \\
 &= \text{Maximum of } 347950 / 162, 242390 / 172 \\
 &= 210.629 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

	Minimum	Actual	Maximum
Bolt Area, cm <sup>2</sup>	210.629	213.290	
Radial distance bet. hub and bolts	34.925	35.000	
Radial distance bet. bolts and the edge	26.987	28.000	
Circumferential spacing between bolts	57.150	70.654	244.800

**Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calculation]:**

$$\begin{aligned}
 &= Ab * Sb / (y * PI * (Go+Gi) ) \\
 &= 213.290 * 172.38 / (68.95 * 3.14 * (1250.00 + 1200.00) ) \\
 &= 6.928 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

**Note: Recommended Min. Width for Sheet and Composite Gaskets per table 2-4 :**

$$= 31.750 \text{ mm. [Note: Exceeds actual gasket width, 25.000 ]}$$

**Flange Design Bolt Load, Gasket Seating[W]:**

$$\begin{aligned}
 &= Sa * ( Am + Ab ) / 2.0 \\
 &= 172.38 * ( 210.6286 + 213.2899 ) / 2.0 \\
 &= 372561.53 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Gasket Seating Force[Hg]:**

$$\begin{aligned}
 &= Wm1 - H \\
 &= 347950 - 304004 \\
 &= 43945.73 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Moment Arm Calculations:****Distance to Hub Large End[R]:**

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$\begin{aligned}
 &= (C - B_{cor}) / 2 - g_{lcor} \\
 &= (1350.000 - 1206.000) / 2 - 37.000 \\
 &= 35.0000 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Distance to Gasket Load Reaction[hg]:

$$\begin{aligned}
 &= (C - G) / 2.0 \\
 &= (1350.0000 - 1232.1880) / 2.0 \\
 &= 58.9060 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Distance to Face Pressure Reaction[ht]:

$$\begin{aligned}
 &= (R + g_{lcor} + h_g) / 2.0 \\
 &= (35.0000 + 37.0000 + 58.9060) / 2.0 \\
 &= 65.4530 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Distance to End Pressure Reaction[hd]:

$$\begin{aligned}
 &= R + (g_{lcor} / 2.0) \\
 &= 35.0000 + (37.0000 / 2.0) \\
 &= 53.5000 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

#### Summary of Moments for Internal Pressure:

Loading	Force	Distance	Bolt Corr	Moment
End Pressure, Md	291220.	53.5000	1.0000	15581. Kg-m.
Face Pressure, Mt	12785.	65.4530	1.0000	837. Kg-m.
Gasket Load, Mg	43946.	58.9060	1.0000	2589. Kg-m.
Gasket Seating, Ma	372562.	58.9060	1.0000	21947. Kg-m.
Total Moment for Operation, Mo				19006. Kg-m.
Total Moment for Gasket Seating, Ma				21947. Kg-m.

Effective Hub Length, $h_o = \text{SQRT}(B_{cor} * g_{0cor})$	143.185 mm.
Hub Ratio, $h/h_o = h / h_o$	0.559
Thickness Ratio, $g_l/g_0 = (g_{lcor}/g_{0cor})$	2.176

#### Flange Factors for Integral Flange:

Factor F per 2-7.2	0.808
Factor V per 2-7.3	0.194
Factor f per 2-7.6	1.249
Factors from Figure 2-7.1	K = 1.166
T = 1.853	U = 13.982
Y = 12.724	Z = 6.568
d = .29803E+07 mm.^3	e = 0.0056 mm.^-1
Stress Factors	Alpha = 1.547
Beta = 1.730	Gamma = 0.835
Delta = 0.306	Lambda = 1.141

Longitudinal Hub Stress, Operating[Sho]:

$$= (f * Mo / B_{cor}) / (R_{lambda} * g_{lcor}^2)$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= ( 1.2492 * 19006 / 1206.0000 ) / ( 1.1414 * 37.0000^2 )$$

$$= 123.6 \text{ N./mm}^2$$

Longitudinal Hub Stress, Seating[Sha]:

$$= ( f * Ma / Bcor ) / ( Rlambda * glcor^2 )$$

$$= ( 1.2492 * 21946 / 1206.0000 ) / ( 1.1414 * 37.0000^2 )$$

$$= 142.7 \text{ N./mm}^2$$

Radial Flange Stress, Operating[Sro]:

$$= ( Beta * Mo / Bcor ) / ( Rlambda * t^2 )$$

$$= ( 1.7296 * 19006 / 1206.0000 ) / ( 1.1414 * 97.0000^2 )$$

$$= 24.9 \text{ N./mm}^2$$

Radial Flange Stress, Seating[Sra]:

$$= ( Beta * Ma / Bcor ) / ( Rlambda * t^2 )$$

$$= ( 1.7296 * 21946 / 1206.0000 ) / ( 1.1414 * 97.0000^2 )$$

$$= 28.7 \text{ N./mm}^2$$

Tangential Flange Stress, Operating[Sto]:

$$= ( Y * Mo / ( t^2 * Bcor ) ) - Z * Sro$$

$$= ( 12.7237 * 19006 / ( 97.0000^2 * 1206.0000 ) ) - 6.5683 * 24$$

$$= 45.5 \text{ N./mm}^2$$

Tangential Flange Stress, Seating[Sta]:

$$= ( Y * Ma / ( t^2 * Bcor ) ) - Z * Sra$$

$$= ( 12.7237 * 21946 / ( 97.0000^2 * 1206.0000 ) ) - 6.5683 * 28$$

$$= 52.6 \text{ N./mm}^2$$

Average Flange Stress, Operating[Sao]:

$$= ( Sho + \text{MAX}( Sro, Sto ) ) / 2$$

$$= ( 123 + \text{MAX}( 24, 45 ) ) / 2$$

$$= 84.5 \text{ N./mm}^2$$

Average Flange Stress, Seating[Saa]:

$$= ( Sha + \text{MAX}( Sra, Sta ) ) / 2$$

$$= ( 142 + \text{MAX}( 28, 52 ) ) / 2$$

$$= 97.6 \text{ N./mm}^2$$

Bolt Stress, Operating[Bso]:

$$= ( Wm1 / Ab )$$

$$= ( 347950 / 213.2899 )$$

$$= 160.0 \text{ N./mm}^2$$

Bolt Stress, Seating[Bsa]:

$$= ( Wm2 / Ab )$$

$$= ( 242390 / 213.2899 )$$

$$= 111.4 \text{ N./mm}^2$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.

**Stress Computation Results:**

	Operating		Gasket Seating	
	Actual	Allowed	Actual	Allowed
Longitudinal Hub	124.	152.	143.	207. N./mm <sup>2</sup>
Radial Flange	25.	101.	29.	138. N./mm <sup>2</sup>
Tangential Flange	46.	101.	53.	138. N./mm <sup>2</sup>
Maximum Average	85.	101.	98.	138. N./mm <sup>2</sup>
Bolting	160.	162.	111.	172. N./mm <sup>2</sup>

Estimated M.A.W.P. ( Operating )	25.32 bars
Estimated M.A.W.P. ( Gasket Seating )	35.91 bars
Estimated Finished Weight of Flange	398.7 Kgf
Estimated Unfinished Weight of Forging	588.2 Kgf

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

$$\begin{aligned}
 &= 52.14 * Ma * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eamb * go^2 * ho * Ki ) \\
 &= 52.14 * 21946 * 9806.637 * 0.194 / ( 1.141 * 202713 * 17.000^2 \\
 &\quad * 143.185 * 0.300 ) \\
 &= 0.758 \quad (\text{should be } \leq 1)
 \end{aligned}$$

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

$$\begin{aligned}
 &= 52.14 * Mo * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eop * goc^2 * ho * Ki ) \\
 &= 52.14 * 19006 * 9806.637 * 0.194 / ( 1.141 * 171161 * 17.000^2 \\
 &\quad * 143.185 * 0.300 ) \\
 &= 0.778 \quad (\text{should be } \leq 1)
 \end{aligned}$$

**Minimum Design Metal Temperature Results:**

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-7 C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.928]	-11 C

**PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software**



**Input Echo, Flange Item 7, Description: Channel cover**

Description of Flange Geometry (Type)		Blind	
Description of Flange Analysis		Analysis Only	
Design Pressure	P	25.00	bars
Design Temperature		400.00	C
Corrosion Allowance	ci	3.0000	mm.
Use Corrosion Allowance in Thickness Calcs.		Yes	
Flange Inside Diameter	B	0.0000	mm.
Flange Outside Diameter	A	1406.0000	mm.
Flange Thickness	t	125.0000	mm.
Perform thickness calcs. based on rigidity		Yes	
Flange Material (Not Normalized)		SA-266 2	
Flange Material UNS Number		K03506	
Flange Allowable Stress At Temperature	Sfo	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Flange Allowable Stress At Ambient	Sfa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Material UNS Number		G41400	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	162.01	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Diameter of the Load Reaction, Long Span	Dl	1350.0000	mm.
Diameter of the Load Reaction, Short Span	Ds	1350.0000	mm.
Perimeter along the Center of the Bolts	L	0.0000	mm.
Area within the Centers of Bolt Holes	Area	0.0000	cm <sup>2</sup>
Diameter of Bolt Circle	C	1350.0000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	25.4000	mm.
Type of Thread Series		TEMA Thread Series	
Number of Bolts	n	60	
Compute Full Flange Design Bolt Load (S*ab) ?		No	
Flange Face Outside Diameter	Fod	1250.0000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	0.0000	mm.
Flange Facing Sketch		Code Sketch 1a	
Gasket Outside Diameter	Go	1250.0000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	1200.0000	mm.
Gasket Factor,	m	2.5000	
Gasket Design Seating Stress	y	68.95	N./mm <sup>2</sup>
Column for Gasket Seating		2, Code Column II	
Gasket Thickness	tg	3.0000	mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Shell	Material		SA-516 70
Shell	Material UNS Number		K02700
Shell	Allowable Stress At Temperature	So	101.27 N./mm <sup>2</sup>
Shell	Allowable Stress At Ambient	Sa	137.90 N./mm <sup>2</sup>

Full face Gasket Flange Option                      Program Selects

### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

#### Flange analysis, Flange number 7, Description: Channel cover

#### ASME Code, Section VIII, Division 1, App. 2, 2007

Gasket Contact Width,	$N = (G_{oc} - G_{ic}) / 2$	25.000	mm.
Basic Gasket Width,	$b_0 = N / 2.0$	12.500	mm.
Effective Gasket Width,	$b = \text{SQRT}(b_0) * 2.5$	8.906	mm.
Gasket Reaction Diameter,	$G = G_o - 2.0 * b$	1232.188	mm.

#### Basic Flange and Bolt loads:

##### Hydrostatic End Load due to Pressure[H]:

$$= 0.785 * G * G * P_{eq}$$

$$= 0.7854 * 1232.1880 * 1232.1880 * 25.0000$$

$$= 304004.812 \text{ Kgf}$$

##### Contact Load on Gasket Surfaces[Hp]:

$$= 2 * b * \pi * G * m * P$$

$$= 2 * 8.9060 * 3.1416 * 1232.1880 * 2.5000 * 25.00$$

$$= 43945.746 \text{ Kgf}$$

##### Operating Bolt Load[Wm1]:

$$= H + H_p + H'p \text{ (cannot be } < 0)$$

$$= ( 304004 + 43945 + 0 )$$

$$= 347950.531 \text{ Kgf}$$

##### Gasket Seating Bolt Load[Wm2]:

$$= y * b * \pi * G + y_{Part} * b_{Part} * l_p$$

$$= 68.95 * 8.9060 * 3.141 * 1232.188 + 0.00 * 0.0000 * 0.00$$

$$= 242390.688 \text{ Kgf}$$

##### Required Bolt Area[Am]:

$$= \text{Maximum of } W_{m1}/S_b, W_{m2}/S_a$$

$$= \text{Maximum of } 347950 / 162, 242390 / 172$$

$$= 210.629 \text{ cm}^2$$

#### **Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



	Minimum	Actual	Maximum
Bolt Area, cm <sup>2</sup>	210.629	213.290	
Radial distance bet. bolts and the edge	26.987	28.000	
Circumferential spacing between bolts	57.150	70.654	294.800

Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calculation]:

$$\begin{aligned}
 &= A_b * S_b / (y * \pi * (G_o + G_i)) \\
 &= 213.290 * 172.38 / (68.95 * 3.14 * (1250.00 + 1200.00)) \\
 &= 6.928 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Flange Design Bolt Load, Gasket Seating[W]:

$$\begin{aligned}
 &= S_a * (A_m + A_b) / 2.0 \\
 &= 172.38 * (210.6286 + 213.2899) / 2.0 \\
 &= 372561.53 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Gasket Seating Force[Hg]:

$$\begin{aligned}
 &= W_{m1} \\
 &= 347950.53 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Moment Arm Calculations:

Distance to Gasket Load Reaction[hg]:

$$\begin{aligned}
 &= (C - G) / 2.0 \\
 &= (1350.0000 - 1232.1880) / 2.0 \\
 &= 58.9060 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Tangential Flange Stress, Flat Head, Operating[Sto]:

$$\begin{aligned}
 &= 1.9 * W_{m1} * h_g * B_{cor} / (t^2 * G) + C * Z_{rat} * \text{ABS}(P_{eq}) * G^2 / (t^2) \\
 &= 1.9 * 347950 * 58.9060 * 1.0000 / (122.0000^2 * 1232.1880) + \\
 &\quad 0.30 * 1.0000 * 25.00 * 1232.1880^2 / (122.0000^2) \\
 &= 97.3 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Tangential Flange Stress, Flat Head, Seating[Sta]:

$$\begin{aligned}
 &= 1.9 * W * h_g * B_{cor} / (t^2 * G) + 0 \\
 &= 1.9 * 372561 * 58.9060 * 1.0000 / (122.0000^2 * 1232.1880) + 0 \\
 &= 22.3 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Bolt Stress, Operating[Bso]:

$$\begin{aligned}
 &= (W_{m1} / A_b) \\
 &= (347950 / 213.2899) \\
 &= 160.0 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Bolt Stress, Seating[Bsa]:

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= ( Wm2 / Ab )$$

$$= ( 242390 / 213.2899 )$$

$$= 111.4 \text{ N./mm}^2$$

### Stress Computation Results:

	Operating		Gasket Seating	
	Actual	Allowed	Actual	Allowed
Tangential Flange	97.	101.	22.	138. N./mm <sup>2</sup>
Bolting	160.	162.	111.	172. N./mm <sup>2</sup>

Estimated M.A.W.P. ( Operating )	25.32 bars
Estimated M.A.W.P. ( Gasket Seating )	25.32 bars
Estimated Finished Weight of Flange	1504.2 Kgf
Estimated Unfinished Weight of Forging	1504.2 Kgf

### Minimum Design Metal Temperature Results:

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	5 C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.928]	1 C

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software


**Input Echo, Tubesheet Number 11, Description: A Tubesheet**

Shell Design Pressure	Ps	25.00	bars
Shell Thickness	ts	20.0000	mm.
Shell Corrosion Allowance	cas	3.0000	mm.
Inside Diameter of Shell	Ds	1120.0000	mm.
Shell Temperature for Internal Pressure	Ts	400.00	C
Shell Material		SA-516	70

Note: Using 2 \* Yield for Discontinuity Stress Allowable (UG-23(e)). Make sure that material properties at this temperature are not time-dependent for Material: SA51670

Shell Material UNS Number		K02700	
Shell Allowable Stress at Temperature	Ss	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Shell Allowable Stress at Ambient		137.90	N./mm <sup>2</sup>

Channel Type:		Cylinder	
Channel Design Pressure	Pt	25.00	bars
Channel Thickness	tc	20.0000	mm.
Channel Corrosion Allowance	cac	3.0000	mm.
Inside Diameter of Channel	Dc	1200.0000	mm.
Channel Design Temperature	TEMPC	400.00	C
Channel Material		SA-516	70

Note: Using 2 \* Yield for Discontinuity Stress Allowable (UG-23(e)). Make sure that material properties at this temperature are not time-dependent for Material: SA51670

Channel Material UNS Number		K02700	
Channel Allowable Stress at Temperature	Sc	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Channel Allowable Stress at Ambient		137.90	N./mm <sup>2</sup>

Number of Tubes Holes	Nt	2210	
Tube Wall Thickness	t	1.2700	mm.
Tube Outside Diameter	D	15.8750	mm.
Total Straight Tube Length	Lt	11010.00	mm.
Straight Tube Length (bet. inner tubsht faces) L		10880.00	mm.
Design Temperature of the Tubes		400.00	C
Tube Material		SA-179	
Tube Material UNS Number		K01200	
Is This a Welded Tube		No	
Tube Material Specification used		Smls. tube	
Tube Allowable Stress at Temperature		73.36	N./mm <sup>2</sup>
Tube Allowable Stress At Ambient		92.39	N./mm <sup>2</sup>
Tube Yield Stress At Operating Temperature	Syt	123.94	N./mm <sup>2</sup>
Tube Pitch (Center to Center Spacing)	P	21.1660	mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Tube Layout Pattern	Triangular		
Radius to Outermost Tube Hole Center	ro	541.4525	mm.
Largest Center-to-Center Tube Distance	U1	47.6250	mm.
Length of Expanded Portion of Tube	ltx	125.0000	mm.
Tube-side pass partition groove depth	hg	0.0000	mm.

Tubesheet TYPE: U-tube, Integral both sides, Conf. a

Tubesheet Design Metal Temperature	T	400.00	C
Tubesheet Material Specification	SA-266 2		

Note: Using 2 \* Yield for Discontinuity Stress Allowable (UG-23(e)). Make sure that material properties at this temperature are not time-dependent for Material: SA2662

Tubesheet Material UNS Number	K03506		
Tubesheet Allowable Stress at Temperature	S	101.27	N./mm <sup>2</sup>
Tubesheet Allowable Stress at Ambient	Tt	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Thickness of Tubesheet	h	130.0000	mm.
Tubesheet Corr. Allowance (Shell side)	Cats	3.0000	mm.
Tubesheet Corr. Allowance (Channel side)	Catc	3.0000	mm.
Tubesheet Outside Diameter	A	1240.0000	mm.
Area of The Untubed Lanes	AL	523.294	cm <sup>2</sup>
Is Exchanger in Creep range (skip EP, Use 3S for Sps)	NO		
Stress Reduction Option	Perform Elastic-Plastic Calculation		
Perform Differential Pressure Design	NO		
Run Multiple Load Cases	YES		
Shell Side Vacuum Pressure	Pexts	1.0000	bars
Channel Side Vacuum Pressure	Pextc	1.0000	bars
Tubesheet Integral with	Both		
Tubesheet Extended as Flange	No		

### ASME TubeSheet Results per Part UHX, 2007

#### Elasticity/Expansion Material Properties :

Shell - Carbon and Low Alloy Steels  
Elastic Mod. at Design Temp. 400.0 C 0.17115E+09 KPa.

Channel - Carbon and Low Alloy Steels  
Elastic Mod. at Design Temp. 400.0 C 0.17115E+09 KPa.

Tubes - Plain Carbon Stl & C-Mn Stl.  
Elastic Mod. at Tubsht. Design Temp. 400.0 C 0.16941E+09 KPa.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



TubeSheet - Carbon and Low Alloy Steels

Elastic Mod. at Design Temp. 400.0 C 0.17115E+09 KPa.

### Tube Required Thickness under Internal Pressure (Tubeside pressure) :

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P \cdot (D/2 - CAE)) / (S \cdot E + 0.4 \cdot P) \text{ per Appendix 1-1 (a)(1)}$$

$$= (26.00 \cdot (15.8750/2 - 0.000)) / (73.36 \cdot 1.00 + 0.4 \cdot 26.00)$$

$$= 0.2774 + 0.0000 = 0.2774 \text{ mm.}$$

### Tube Required Thickness under External Pressure (Shellside pressure) :

External Pressure Chart CS-1 at 400.00 C  
Elastic Modulus for Material 162822944.00 KPa.

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

TCA	ODCA	SLEN	D/T	L/D	Factor A	B
1.2700	15.88	11421.45	12.50	50.0000	0.0070400	61.77

$$EMAWP = (4 \cdot B) / (3 \cdot (D/T)) = (4 \cdot 61.7720) / (3 \cdot 12.5000) = 65.8863 \text{ bars}$$

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

TCA	ODCA	SLEN	D/T	L/D	Factor A	B
0.6416	15.88	11421.45	24.74	50.0000	0.0017968	48.25

$$EMAWP = (4 \cdot B) / (3 \cdot (D/T)) = (4 \cdot 48.2549) / (3 \cdot 24.7424) = 26.0024 \text{ bars}$$

### Summary of Tube Required Thickness Results:

Total Required Thickness including Corrosion all.	0.6416 mm.
Allowable Internal Pressure at Corroded thickness	125.40 bars
Required Internal Design Pressure	26.00 bars
Allowable External Pressure at Corroded thickness	65.89 bars
Required External Design Pressure	26.00 bars

### Detailed Tubesheet Results for load Case 3uc (Ps+Pt)

### Results for ASME U-tube Tubesheet Calculations for Configuration a.

Per Edition 2007, Original Thickness :

Minimum Required Thickness for Shear [HreqS]:

$$= 1 / (4 \cdot \mu) \cdot (D_o / (0.8 \cdot S) \cdot |P_s - P_t| + C_{ats} + C_{atc})$$

$$= 1 / (4 \cdot 0.250) \cdot (1098.78 / (0.8 \cdot 101.27) \cdot |25.00 - 25.00| + 0.000)$$

$$= 0.0000 \text{ mm.}$$

### UHX-12.5.1 Step 1:

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Circle Diameter [Do]:

$$= 2 \cdot r_o + d_t$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= 2 * 541.4525 + 15.8750 = 1098.780 \text{ mm.}$$

Determine the Basic Ligament Efficiency for Shear [ $\mu$ ]:

$$= (p - dt) / p$$

$$= (21.166 - 15.875) / 21.166 = 0.250$$

#### UHX-12.5.2 Step 2 :

Compute the Ratio [Rhos]:

$$= D_s / D_o \text{ (Configurations a, b, c)}$$

$$= 1120.0000 / 1098.7800 = 1.0193$$

Compute the Ratio [Rhoc]:

$$= D_c / D_o \text{ (Configurations a, e, f)}$$

$$= 1200.0000 / 1098.7800 = 1.0921$$

Moment on Tubesheet due to Pressures (Ps, Pt) [Mts]:

$$= D_o^2 / 16 * [(Rhos - 1) * (Rhos^2 + 1) * P_s - (Rhoc - 1) * (Rhoc^2 + 1) * P_t]$$

$$= 1098.780^2 / 16 * [(1.019 - 1) * (1.019^2 + 1) * 25.000 -$$

$$(1.092 - 1) * (1.092^2 + 1) * 25.000]$$

$$= -306765.6562 \text{ bars*mm.}^2$$

#### UHX-12.5.3 Step 3, Determination of Effective Elastic Properties :

Compute the Ratio [rho]:

$$= l_{tx} / h = 125.0000 / 130.0000 = 0.9615 \text{ ( must be } 0 \leq \rho \leq 1 \text{ )}$$

Compute the Effective Tube Hole Diameter [d\*]:

$$= \max( dt - 2tt * ( E_t / E ) ( S_t / S ) ( \rho ), dt - 2tt )$$

$$= \max( 15.8750 - 2 * 1.2700 * (.16941E+09 / .17115E+09) *$$

$$( 73 / 101 ) * (0.962), 15.8750 - 2 * 1.2700 )$$

$$= 14.1237 \text{ mm.}$$

Compute the Effective Tube Pitch [p\*]:

$$= p / \sqrt{1 - 4 * \min( AL, 4 * D_o * p ) / ( \pi * D_o^2 ) }$$

$$= 21.1660 / \sqrt{1 - 4 * \min( 523.29, 4 * 1098.780 * 21.166 ) / ( 3.141 * 1098.780^2 ) }$$

$$= 21.7754 \text{ mm.}$$

Compute the Effective Ligament Efficiency for Bending [ $\mu^*$ ]:

$$= (p^* - d^*) / p^* = (21.7754 - 14.1237) / 21.7754 = 0.35139$$

Looking up  $E^*/E$  and  $\nu^*$  from Table UHX-11.2 using  $h/p = 6.14193$

$$E^*/E = 0.349015 ; \nu^* = 0.325952 ; E^* = 59734440. \text{ KPa.}$$

#### UHX-12.5.4 Step 4:

Compute Shell Coefficient [ $\beta_S$ ]:

$$= ( ( 12 * (1 - \nu^{*2}) )^{0.25} ) / ( (D_s + t_s) * t_s )^{1/2}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.





$$= ((12 * (1 - 0.30^2))^{0.25}) / ((1120.0000 + 20.0000) * 20.0000)^{1/2}$$

$$= 0.0120 \text{ 1/mm.}$$

Determine Shell Coefficient [ks]:

$$= \beta_s * E_s * t_s^3 / (6 * (1 - \nu_s^2))$$

$$= 0.012 * .17115E+07 * 20.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2))$$

$$= 30190234.0000 \text{ bars*mm.}^2$$

Determine Shell Coefficient [Lambdas]:

$$= (6 * D_s * k_s) / h^3 * (1 + h * \beta_s + (h * \beta_s)^2 / 2)$$

$$= 6 * 1120.000 * .30190E+08 / 130.000^3 * (1 + 130.000 * 0.012 + 1.225)$$

$$= 349960.2812 \text{ bars}$$

Determine Shell Coefficient [deltaS]:

$$= D_s^2 / (4 * E_s * T_s) * (1 - \nu_s / 2)$$

$$= 1120.000^2 / (4 * .17115E+09 * 20.000) * (1 - 0.3 / 2)$$

$$= 0.7636379004$$

Calculate Parameter [OmegaS]:

$$= \rho_s * k_s * \beta_s * \delta_s (1 + h * \beta_s)$$

$$= 1.0193 * .30190E+08 * 0.0120 * 0.763638 (1 + 130.0000 * 0.0120)$$

$$= 7400.2080 \text{ mm.}^2$$

Determine Channel Coefficient [betac]:

$$= ((12 * (1 - \nu_c^2))^{0.25}) / ((D_c + t_c) * t_c)^{0.5}$$

$$= ((12 * (1 - 0.30^2))^{0.25}) / ((1200.0000 + 20.0000) * 20.0000)^{0.5}$$

$$= 0.0116 \text{ 1/mm.}$$

Determine Channel Coefficient [kc]:

$$= \beta_c * E_c * t_c^3 / (6 * (1 - \nu_s^2))$$

$$= 0.012 * .17115E+07 * 20.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2))$$

$$= 29183610.0000 \text{ bars*mm.}^2$$

Determine Channel Coefficient [Lambdac]:

$$= (6 * D_c * k_c) / h^3 * (1 + h * \beta_c + (h * \beta_c)^2 / 2)$$

$$= 6 * 1200.000 * .29184E+08 / (130.000^3) * (1 + 130.000 * 0.012 + 1.144)$$

$$= 349783.7812 \text{ bars}$$

Determine Channel Coefficient [deltaC]:

$$= D_c^2 / (4 * E_c * T_c) * (1 - \nu_s / 2)$$

$$= 1200.000^2 / (4 * .17115E+09 * 20.000) * (1 - 0.3 / 2)$$

$$= 0.8766251802$$

Calculate Parameter [OmegaC]:

$$= \rho_c * k_c * \beta_c * \delta_c (1 + h * \beta_c)$$

$$= 1.0921 * .29184E+08 * 0.0116 * 0.876625 (1 + 130.0000 * 0.0116)$$

$$= 8332.0586 \text{ mm.}^2$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.

**UHX-12.5.5 Step 5:**

Diameter ratio [K]:

$$= A / D_o = 1240.0000 / 1098.7800 = 1.1285$$

Determine Coefficient [F]:

$$\begin{aligned} &= (1 - \nu^*) / E^* * ( \text{Lambdas} + \text{Lambdac} + E * \ln(K) ) \\ &= (1 - 0.33) / .59734\text{E}+08 * ( 349960.28 + 349783.78 + \\ &= .17115\text{E}+09 * \ln(1.13) ) \\ &= 1.0231 \end{aligned}$$

**UHX-12.5.6 Step 6:**

Moment Acting on Unperforated Tubesheet Rim [M\*]:

$$\begin{aligned} &= M_{ts} + \Omega C * P_t - \Omega S * P_s \\ &= -0.3\text{E}+06 + 107606.172 * 25.000 - 84882.938 * 25.000 \\ &= -283469.3750 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

**UHX-12.5.7 Step 7:**

Maximum Bending Moment acting on Periphery of Tubesheet [Mp]:

$$\begin{aligned} &= ((M^*) - D_o^2 / 32 * F * (P_s - P_t)) / (1 + F) \\ &= ((-283469.38) - 1098.780^2 / 32 * 1.023 * (25.00 - 25.00)) / (1 + 1.02) \\ &= -140115.6719 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Center of Tubesheet [Mo]:

$$\begin{aligned} &= M_p + D_o^2 / 64 * (3 + \nu^*) (P_s - P_t) \\ &= -140115.67 + 1098.780^2 / 64 * (3 + 0.326) (25.00 - 25.00) \\ &= -140115.6719 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Tubesheet [M]:

$$\begin{aligned} &= \text{Max}(|M_p|, |M_o|) \\ &= \text{Max}(|-0.1\text{E}+06|, |-0.1\text{E}+06|) \\ &= 140115.6719 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

**UHX-12.5.8 Results for Step 8:**

Tubesheet Bending Stress at Original Thickness:

$$\begin{aligned} &= 6 * M / (\nu^*) * (h - h_g')^2 \\ &= 6 * 140115.672 / (0.3514) * (130.0000 - 0.0000)^2 \\ &= 14.1576 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

The Allowable Tubesheet Bending Stress [SigmaAll]:

$$= 2 * S = 2 * 101.27 = 202.55 \text{ N./mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress at Final Thickness [Sigma]:

$$\begin{aligned} &= 6 * M / (\nu^*) * (h - h_g')^2 \\ &= 6 * 16507.008 / (0.3546) * (34.3695 - 0.0000)^2 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= 0.5470 \text{ N./mm}^2$$

Required Tubesheet Thickness, for Bending Stress [HreqB]:

$$= H + CATS + CATC = 34.3695 + 0.0000 + 0.0000 = 34.3695 \text{ mm.}$$

Required Tubesheet Thickness for Given Loadings (includes CA) [Hreq]:

$$= \text{Max}(H_{reqB}, H_{reqS}) = \text{Max}(34.3695, 0.0000) = 34.3695 \text{ mm.}$$

#### UHX-12.5.9 Step 9:

Average Shear Stress at the Outer Edge of Perforated Region [Tau]:

$$= 1/(4 * \mu) * (D_o/h) * |P_s - P_t|$$

$$= 1/(4 * 0.250) * (1098.78 / 130.00) * |25.00 - 25.00| = 0.00 \text{ N./mm}^2$$

#### UHX-12.5.10 Results for Step 10:

Note: For a given Shell thickness of: 20.000 mm.

Min. Shell len. adjacent to the tubesheet is: 269.399 mm.

Axial Shell Membrane Stress [Sigmasm]:

$$= D_s^2 / (4 * t_s * (D_s + t_s)) * P_s$$

$$= 1120.0000^2 / (4 * 20.0000 * (1120.0000 + 20.0000)) * 25.000$$

$$= 34.388 \text{ N./mm}^2$$

Axial Shell Bending Stress [Sigmasb]:

$$= 6 * k_s / t_s^2 * (\beta_s * P_s + 6 * (1 - \nu_s) / (E_s) * D_o / h^3 * (1 + h * \beta_s / 2) * (M_p + D_o^2 / 32 * (P_s - P_t)))$$

$$= 6 * 678719 / 20.000^2 * [0.012 * 0.19 + 6 * (1 - 0.326) / .59734E+08 * 1098.780 / 130.000^3 * (1 + 130.000 * 0.012 / 2) * (-140115.67 + 1098.780^2 / 32 * (25.00 - 25.00))] ]$$

$$= 67.843 \text{ N./mm}^2$$

Channel Membrane + Bending Stress [Sigmas]:

$$= |\sigma_{sm}| + |\sigma_{sb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_s)$$

$$= 102.231 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 151.91)$$

Note: For a given Channel thickness of: 20.000 mm.

Min. Channel len. adjacent to the tubesheet is: 278.855 mm.

Axial Channel Membrane Stress [Sigmacm]:

$$= D_c^2 / (4 * t_c * (D_c + t_c)) * P_t$$

$$= 1200.0000^2 / (4 * 20.0000 * (1200.0000 + 20.0000)) * 25.000$$

$$= 36.887 \text{ N./mm}^2$$

Axial Channel Bending Stress [Sigmacb]:

$$= 6 * k_c / t_c^2 * [\beta_c * (\Delta C * P_t) - 6 * (1 - \nu_c) / (E_c) * D_o / h^3 * (1 + h * \beta_c / 2) * (M_p + D_o^2 / 32 * (P_s - P_t))] ]$$

$$= 6 * 656088 / 20.000^2 * [0.012 * 0.22 - 6 * (1 - 0.326) / .59734E+08 * 1098.780^2 / 32 * (25.00 - 25.00)] ]$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$1098.780 / 130.000^3 * (1 + 130.000 * 0.012 / 2) * (-140115.67 + 1098.780^2 / 32 * (25.00 - 25.00)) ]$$

$$= 150.340 \text{ N./mm}^2$$

Channel Membrane + Bending Stress [Sigmac]:

$$= |\text{Sigmacm}| + |\text{Sigmacb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_c)$$

$$= 187.228 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 151.91)$$

Step 11, The Cylinder-to-Tubesheet Junction is Overstressed.

Performing a simplified Elastic-Plastic calculation

(option 3 ) to reduce the overstress condition.

Modify  $E_s$  and/or  $E_c$  and Recompute from Step 4 onwards.

$$E_c = E_c * (1.5 * S_c / \text{Sigmac})^{1/2}$$

$$= .17115E+09 * (1.5 * 101.27 / 187.23)^{1/2}$$

$$E_c = 154166640.0 \text{ KPa.}$$

Tubesheet Bending Stress at Original Thk., after Elas-Plas iteration:

$$= 6 * M / ((\mu) * (h - h'g)^2)$$

$$= 6 * 142882.031 / ((0.3514) * (130.0000 - 0.0000)^2)$$

$$= 14.4371 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 202.55)$$

Note: Tubesheet is Not overstressed after Elas-Plastic iteration

the design is acceptable. Recomputing tubesheet required thickness.

Required Tubesheet Thk., for Bending Stress after Elas-Plas iteration [HreqB]:

$$= H + CATS + CATC = 34.7071 + 0.0000 + 0.0000 = 34.7071 \text{ mm.}$$

Required Tubesheet Thk. after Elas-Plas iteration (includes CA) [Hreq]:

$$= \text{Max}(H_{reqB}, H_{reqS}) = \text{Max}(34.7071, 0.0000) = 34.7071 \text{ mm.}$$

### Summary of Stress/Force comparisons

Stress Description	Actual	Allowable	Pass/Fail
Tubesheet bend. stress	14.4 <=	202.5 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Tubesheet shear stress	0.0 <=	81.0 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Stress in Shell at Tubesheet	102.2 <=	151.9 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Stress in Channel at Tubesheet	187.2 <=	362.2 N./mm <sup>2</sup>	Ok

### Summary of Thickness Comparisons

Thickness (mm.)	Required	Actual	P/F
-----------------	----------	--------	-----

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Tubesheet Thickness : 34.707 130.000 Ok

### U-Tube Tubesheet results per ASME UHX-12 2007

#### Results for 6 Load Cases:

--Reqd. Thk. + CA		----- Tubesheet Stresses					Case	Pass/
Case#	Tbsht	Extnsn	Bend	Allwd	Shear	Allwd	Type	Fail
1uc	97.793	-	127	203	22	81	Fvs+Pt	Ok
2uc	91.205	-	112	203	22	81	Ps+Fvt	Ok
3uc	34.707	-	14	203	0	81	Ps+Pt	Ok
1c	109.788	-	149	203	23	81	Fvs+Pt-Ca	Ok
2c	101.769	-	129	203	23	81	Ps+Fvt-Ca	Ok
3c	42.664	-	18	203	0	81	Ps+Pt-Ca	Ok
-----								
Max:	109.7878	0.000	mm.	0.735		0.284	(Str. Ratio)	

#### Load Case Definitions:

Fvs,Fvt - User-defined Shell-side and Tube-side vacuum pressures or 0.0.

Ps, Pt - Shell-side and Tube-side Design Pressures.

Ca - With or Without Corrosion Allowance.

### Shell and Channel Stress Summary:

-- Integral Cyl. Reqd. Thk.			Shell Stress		Channel Stress		Pass
Case#	Shell	Channel	Stress	Allwd	Stress	Allwd	Fail
-----							
1uc	-	-	161	362	299	362	Ok
2uc	-	-	259	362	119	152	Ok
3uc	-	-	102	152	187	362	Ok
1c	-	-	195	362	358	362	Ok
2c	-	-	312	362	145	152	Ok
3c	-	-	121	152	222	362	Ok
-----							
Max	0.000	0.00		0.860		0.989	

### Summary of Thickness Comparisons

Thickness (mm.)		Required	Actual	P/F
Tubesheet Thickness :		109.788	130.000	Ok
Tube Thickness :		0.642	1.270	Ok
-----				

Given Shell Thickness: 20.0000 mm.

Given Channel Thickness: 20.0000 mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Min Shell length of thk, (20.000) adj. to tubesheet: 269.399 mm.

Min Channel length of thk, (20.000) adj. to tubesheet: 278.855 mm.

#### Tubesheet MAWP used to Compute Hydrotest Pressure:

Stress / Force Condition	Tubeside (0 shellside)		Shellside (0 tubeside)	
	MAWP	Stress Rat.	MAWP	Stress Rat.
Tubesheet Bending Stress	36.70	1.000	41.92	1.000
Tubesheet Shear Stress	91.41	1.000	91.41	1.000
Tubesheet-Shell Junction	30.75	0.622	29.75	1.000
Tubesheet-Channel Junction	25.64	1.000	29.75	0.730
Tube Pressure Stress	125.39	1.000	65.88	1.000
Minimum MAWP	25.64		29.75	

#### Tubesheet MAPnc used to Compute Hydrotest Pressure:

Stress / Force Condition	Tubeside (0 shellside)		Shellside (0 tubeside)	
	MAPnc	Stress Rat.	MAPnc	Stress Rat.
Tubesheet Bending Stress	57.14	1.000	64.81	1.000
Tubesheet Shear Stress	130.49	1.000	130.49	1.000
Tubesheet-Shell Junction	57.14	0.664	51.54	1.000
Tubesheet-Channel Junction	44.28	1.000	51.54	0.823
Tube Pressure Stress	157.92	1.000	102.21	1.000
Minimum MAPnc	44.28		51.54	

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software

**Summary for shell/head, Div 1:**

Description	MAPNC bars	MAWP bars	Min. T mm.	Tr-int mm.	Tr-ext mm.	EMAWP bars
Shell	48.214	30.034	20.000	17.108	13.076	3.758
Channel	45.063	28.075	20.000	18.110	6.701	12.119
Shell head	49.072	30.486	20.000	16.933	6.273	9.919
Minimum MAWP	45.063	28.075				3.758

Note: Req'd. thk. reported above includes Corrosion Allowance.

Total Shell/Head weight is (New-Cold) 7259.7 Kgf  
 Total Shell/Head weight is (Corroded) 6186.3 Kgf  
 Total Shell/Head weight, filled with Water (New) 19824.6 Kgf  
 Total Shell/Head volume is (New-Cold) 12570376192.0 mm.\*\*3  
 Total Shell/Head volume is (Corroded) 12705698816.0 mm.\*\*3

**Summary for Nozzles :**

Description	MAWP bars	FLG. MAWP	EXT. P CHECK	MAWPNC	UG-45 CHECK	WLD CHECK	
Tub_vapor in	25.28	---	OK	41.78	OK	OK	90°
Shell_Th_in&out	26.15	---	OK	44.19	OK	OK	90°
Min. Press.	25.28	---		41.78			

**Flange Results Summary for Item 6 : Channel Flange****Flange Type: Integral Weld Neck    Analyze Option: Analysis Only**

Design Pressure : 25.00 bars

Flange Diameters            id: 1200.000                    od: 1406.000 mm.  
 Gasket Diameters           id: 1200.000                    od: 1250.000 mm.  
 Gasket Factors              m: 2.500                          y: 68.950 N./mm^2

Flange has 60 Bolts 25.400 mm. at BCD 1350.000 mm.

	Operating	Seating
MAWP	25.316	35.911
Rigidity Index	0.778	0.758

Note: The Flange passed, for the Internal Pressure.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Flange MDMT	-11.37	C
The finished weight of the flange	398.663	Kgf
The unfinished weight of the flange	588.212	Kgf

### **Flange Results Summary for Item 7 : Channel cover**

**Flange Type:**            **Blind**    **Analyze Option: Analysis Only**

Design Pressure : 25.00 bars

Flange Diameters	id: 0.000	od: 1406.000 mm.
Gasket Diameters	id: 1200.000	od: 1250.000 mm.
Gasket Factors	m: 2.500	y: 68.950 N./mm <sup>2</sup>

Flange has 60 Bolts 25.400 mm. at BCD 1350.000 mm.

	Operating	Seating
MAWP	25.316	25.316

Note: The Flange passed, for the Internal Pressure.

Flange MDMT	1.11	C
The finished weight of the flange	1504.182	Kgf
The unfinished weight of the flange	1504.182	Kgf

### **ASME Tube Sheet Results for Item 11 : A Tubesheet**

#### **U-Tube Tubesheet results per ASME UHX-12 2007**

#### **Results for 8 Load Cases:**

Case#	--Reqd. Thk. + CA Tbsht      Extnsn	----- Tubesheet Bend      Allwd	Stresses Shear      Allwd	Case Type	Pass/ Fail
1uc	97.793      -	127      203	22      81	Fvs+Pt	Ok
2uc	91.205      -	112      203	22      81	Ps+Fvt	Ok
3uc	34.707      -	14      203	0      81	Ps+Pt	Ok
8uc	0.000      -	0      0	-      -	Fvs+Fvt	Ok
1c	109.788      -	149      203	23      81	Fvs+Pt-Ca	Ok
2c	101.769      -	129      203	23      81	Ps+Fvt-Ca	Ok
3c	42.664      -	18      203	0      81	Ps+Pt-Ca	Ok
8c	0.000      -	0      0	-      -	Fvs+Fvt-Ca	Ok
-----					
Max:	109.7878      0.000 mm.	0.735	0.284	(Str. Ratio)	

#### **Load Case Definitions:**

Fvs,Fvt - User-defined Shell-side and Tube-side vacuum pressures or 0.0.

Ps, Pt - Shell-side and Tube-side Design Pressures.

Ca - With or Without Corrosion Allowance.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



**Shell and Channel Stress Summary:**

-- Integral Cyl. Req'd. Thk.							
Case#	Shell	Channel	Shell Stress	Stress Allwd	Channel Stress	Stress Allwd	Pass Fail
-----							
1uc	-	-	161	362	299	362	Ok
2uc	-	-	259	362	119	152	Ok
3uc	-	-	102	152	187	362	Ok
8uc	-	-	-	-	-	-	Ok
1c	-	-	195	362	358	362	Ok
2c	-	-	312	362	145	152	Ok
3c	-	-	121	152	222	362	Ok
8c	-	-	-	-	-	-	Ok
-----							
Max	0.000	0.00		0.860		0.989	

**Summary of Thickness Comparisons**

Thickness (mm.)	Required	Actual	P/F
-----			
Tubesheet Thickness :	109.788	130.000	Ok
Tube Thickness :	0.642	1.270	Ok
-----			

Given Shell Thickness: 20.0000 mm.

Given Channel Thickness: 20.0000 mm.

Min Shell length of thk, (20.000) adj. to tubesheet: 269.399 mm.

Min Channel length of thk, (20.000) adj. to tubesheet: 278.855 mm.

**Least MAWP and Overall Weight Results :**

The Least MAWP (N C) for Channel was 45.06 bars .

The Least MAWP (Cor) for Tub\_vapor in was 25.28 bars .

The total sum of the Weights ( N C ) was 9352.06 Kgf .

The total sum of the Weights ( Cor ) was 8089.17 Kgf .

**PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software**





## Tabla de Contenidos – Cálculos Mecánicos Sobrecalentador

Shell Analysis	: Shell.....	2
Shell Analysis	: Channel.....	5
Shell Analysis	: Shell Head.....	8
Nozzle Analysis	: Tub Steam In.....	11
Nozzle Analysis	: Shll(Thr) In&out.....	18
Flange Analysis	: Channel cover.....	25
ASMETube Analysis	: Tubesheet.....	29
Vessel Results	Summary.....	50

**Input Echo, Component 1, Description: Shell**

Design Internal Pressure	P	25.00	bars
Temperature for Internal Pressure		400.00	C
Design External Pressure	PEXT	1.00	bars
Temperature for External Pressure		400.00	C
External Pressure Chart Name		CS-2	
Include Hydrostatic Head Components		NO	
Material Specification (Not Normalized)		SA-516 70	
Material UNS Number		K02700	
Material Form used		Plate	
Allowable Stress At Temperature	S	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress At Ambient	SA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Yield Stress At Temperature	Sy	181.12	N./mm <sup>2</sup>
Curve Name for Chart UCS 66		B	
Joint efficiency for Shell Joint	E	1.00	
Design Length of Section	L	9000.0000	mm.
Length of Cylinder for Volume Calcs.	CYLLEN	9000.0000	mm.
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	900.0000	mm.
Minimum Thickness of Pipe or Plate	T	15.0000	mm.
Shell/Head Int. Corrosion Allowance	CA	3.0000	mm.
Skip UG-16(b) Min. thickness calculation		NO	
Type of Element:		Cylindrical Shell	

**Internal pressure results, Shell Number 1, Desc.: Shell**

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

**Thickness Due to Internal Pressure (Tr):**

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D/2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (25.00 \cdot (900.0000/2 + 3.0000)) / (101.30 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 25.00) \\
 &= 11.3487 + 3.0000 = 14.3487 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

**Max. All. Working Pressure at Given Thickness (MAWP):**

$$\begin{aligned}
 &= (S \cdot E \cdot (T - CA - CAE)) / ((D/2 + CA) + 0.6 \cdot (T - CA - CAE)) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (101.30 \cdot 1.00 \cdot (12.0000)) / ((900.0000/2 + 3.0000) + 0.6 \cdot 12.0000) \\
 &= 26.41 \text{ bars}
 \end{aligned}$$

**Maximum Allowable Pressure, New and Cold (MAPNC):**

$$\begin{aligned}
 &= (SA \cdot E \cdot T) / (D/2 + 0.6 \cdot T) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (137.90 \cdot 1.00 \cdot 15.0000) / (900.0000/2 + 0.6 \cdot 15.0000)
 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



= 45.06 bars

Actual stress at given pressure and thickness (Sact):

$$= (P * ((D/2 + CA) + 0.6 * (T - CA - CAE))) / (E * (T - CA - CAE))$$

$$= (25.00 * ((900.0000/2 + 3.0000) + 0.6 * (12.0000))) / (1.00 * (12.0000))$$

$$= 95.88 \text{ N./mm}^2$$

#### SUMMARY OF INTERNAL PRESSURE RESULTS:

Required Thickness plus Corrosion Allowance, Trca		14.3487	mm.
Actual Thickness as Given in Input		15.0000	mm.
Maximum Allowable Working Pressure	MAWP	26.412	bars
Maximum Allowable Pressure, NC	MAPNC	45.063	bars
Design Pressure as Given in Input	P	25.000	bars

#### Hydrostatic Test Pressures ( Measured at High Point ):

Hydrotest per UG-99(b); 1.3 * MAWP * Sa/S	46.74	bars
Hydrotest per UG-99(c); 1.3 * MAPNC	58.58	bars
Pneumatic per UG-100 ; 1.1 * MAWP * Sa/S	39.55	bars

Percent Elongation per UCS-79 ( 50 \* tnom/Rf \* (1-Rf/Ro) ) 1.639 %

#### Minimum Design Metal Temperature per UCS-66 Curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-16	C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.692]	-33	C

#### External Pressure Results, Shell Number 1, Desc.: Shell

##### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

External Pressure Chart	CS-2	at	400.00	C
Elastic Modulus for Material			162829920.00	KPa.

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	12.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	930.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	9000.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	77.5000	
Length / Diameter Ratio	LD	9.6774	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0001979	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	16.1161	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		2.77	bars
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *16.1161 )/( 3 *77.5000 ) = 2.7725			

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	7.9838	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	930.0000	mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	9000.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	116.4857	
Length / Diameter Ratio	LD	9.6774	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0001073	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	8.7373	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		1.00	bars
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *8.7373 )/( 3 *116.4857 ) = 1.0000			

#### Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	12.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	930.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.8482E+20	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	77.5000	
Length / Diameter Ratio	LD	50.0000	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0001831	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	14.9114	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		2.57	bars
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *14.9114 )/( 3 *77.5000 ) = 2.5653			

#### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	2.77	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	10.9838	mm.
Actual Thickness as entered by User	15.0000	mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.8482E+20	mm.
Actual Length as entered by User	9000.00	mm.

#### Weight and Volume Results, Original Thickness:

Volume of Shell Component	VOLMET	0.3881E+09	mm. <sup>3</sup>
Weight of Shell Component	WMET	3039.9	Kgf
Inside Volume of Component	VOLID	0.5726E+10	mm. <sup>3</sup>
Weight of Water in Component	WWAT	5723.1	Kgf

#### Weight and Volume Results, Corroded Thickness:

Volume of Shell Component, Corroded	VOLMETCA	0.3115E+09	mm. <sup>3</sup>
Weight of Shell Component, Corroded	WMETCA	2439.9	Kgf
Inside Volume of Component, Corroded	VOLIDCA	0.5802E+10	mm. <sup>3</sup>
Weight of Water in Component, Corroded	WWATCA	5799.6	Kgf

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software



### Input Echo, Component 2, Description: Channel

Design Internal Pressure	P	125.00	bars
Temperature for Internal Pressure		400.00	C
Design External Pressure	PEXT	1.00	bars
Temperature for External Pressure		400.00	C
External Pressure Chart Name		CS-2	
Include Hydrostatic Head Components		NO	
Material Specification (Not Normalized)		SA-266 2	
Material UNS Number		K03506	
Material Form used		Forgings	
Allowable Stress At Temperature	S	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress At Ambient	SA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Yield Stress At Temperature	Sy	171.47	N./mm <sup>2</sup>
Curve Name for Chart UCS 66		B	
Joint efficiency for Shell Joint	E	1.00	
Design Length of Section	L	1200.0000	mm.
Length of Cylinder for Volume Calcs.	CYLLLEN	1200.0000	mm.
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	974.0000	mm.
Minimum Thickness of Pipe or Plate	T	130.0000	mm.
Shell/Head Int. Corrosion Allowance	CA	3.0000	mm.
Skip UG-16(b) Min. thickness calculation		NO	
Type of Element:		Cylindrical Shell	

### Internal pressure results, Shell Number 2, Desc.: Channel

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

Thickness Due to Internal Pressure (Tr):

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D/2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (125.00 \cdot (974.0000/2 + 3.0000)) / (101.30 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 125.00) \\
 &= 65.3047 + 3.0000 = 68.3047 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Max. All. Working Pressure at Given Thickness (MAWP):

$$\begin{aligned}
 &= (S \cdot E \cdot (T - CA - CAE)) / ((D/2 + CA) + 0.6 \cdot (T - CA - CAE)) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (101.30 \cdot 1.00 \cdot (127.0000)) / ((974.0000/2 + 3.0000) + 0.6 \cdot 127.0000) \\
 &= 227.20 \text{ bars}
 \end{aligned}$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold (MAPNC):

$$\begin{aligned}
 &= (SA \cdot E \cdot T) / (D/2 + 0.6 \cdot T) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (137.90 \cdot 1.00 \cdot 130.0000) / (974.0000/2 + 0.6 \cdot 130.0000)
 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



= 317.27 bars

Actual stress at given pressure and thickness (Sact):

$$= (P * ((D/2 + CA) + 0.6 * (T - CA - CAE))) / (E * (T - CA - CAE))$$

$$= (125.00 * ((974.0000/2 + 3.0000) + 0.6 * (127.0000))) / (1.00 * (127.0000))$$

$$= 55.73 \text{ N./mm}^2$$

#### SUMMARY OF INTERNAL PRESSURE RESULTS:

Required Thickness plus Corrosion Allowance, Trca		68.3047	mm.
Actual Thickness as Given in Input		130.0000	mm.
Maximum Allowable Working Pressure	MAWP	227.198	bars
Maximum Allowable Pressure, NC	MAPNC	317.274	bars
Design Pressure as Given in Input	P	125.000	bars

#### Hydrostatic Test Pressures ( Measured at High Point ):

Hydrotest per UG-99(b); 1.3 * MAWP * Sa/S		402.08	bars
Hydrotest per UG-99(c); 1.3 * MAPNC		412.46	bars
Pneumatic per UG-100 ; 1.1 * MAWP * Sa/S		340.22	bars

Percent Elongation per UCS-79 ( 50 \* tnom/Rf \* (1-Rf/Ro) ) 11.775 %

Note: Please Check Requirements of UCS-79 as Elongation is > 5%.

#### Minimum Design Metal Temperature per UCS-66 Curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66		37	C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.370]		-31	C

#### External Pressure Results, Shell Number 2, Desc.: Channel

##### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

External Pressure Chart	CS-2	at	400.00	C
Elastic Modulus for Material			162829920.00	KPa.

#### Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	127.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1234.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	1200.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	9.7165	
Length / Diameter Ratio	LD	0.9724	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0518325	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	90.4686	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		126.40	bars
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B = 126.3971			

#### Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	4.1869	mm.
-----------------------------	-----	--------	-----

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.





Outside Diameter of Shell	ODCA	1234.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	1200.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	294.7314	
Length / Diameter Ratio	LD	0.9724	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0002715	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	22.1072	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		1.00	bars
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *22.1072 )/( 3 *294.7314 ) = 1.0000			

#### Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	127.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1234.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.1257E+34	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	9.7165	
Length / Diameter Ratio	LD	50.0000	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0116512	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	81.2725	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		113.55	bars
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B = 113.5489			

#### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	126.40	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	7.1869	mm.
Actual Thickness as entered by User	130.0000	mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.1257E+34	mm.
Actual Length as entered by User	1200.00	mm.

#### Weight and Volume Results, Original Thickness:

Volume of Shell Component	VOLMET	0.5411E+09	mm. <sup>3</sup>
Weight of Shell Component	WMET	4193.5	Kgf
Inside Volume of Component	VOLID	0.8941E+09	mm. <sup>3</sup>
Weight of Water in Component	WWAT	893.7	Kgf

#### Weight and Volume Results, Corroded Thickness:

Volume of Shell Component, Corroded	VOLMETCA	0.5300E+09	mm. <sup>3</sup>
Weight of Shell Component, Corroded	WMETCA	4107.8	Kgf
Inside Volume of Component, Corroded	VOLIDCA	0.9052E+09	mm. <sup>3</sup>
Weight of Water in Component, Corroded	WWATCA	904.8	Kgf

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software


**Input Echo, Component 3, Description: Shell Head**

Design Internal Pressure	P	25.00	bars
Temperature for Internal Pressure		400.00	C
Design External Pressure	PEXT	1.00	bars
Temperature for External Pressure		400.00	C
External Pressure Chart Name		CS-2	
Include Hydrostatic Head Components		NO	
Material Specification (Not Normalized)		SA-516 70	
Material UNS Number		K02700	
Material Form used		Plate	
Allowable Stress At Temperature	S	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress At Ambient	SA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Yield Stress At Temperature	Sy	181.12	N./mm <sup>2</sup>
Curve Name for Chart UCS 66		B	
Joint efficiency for Head Joint	E	1.00	
Inside Diameter of Elliptical Head	D	900.0000	mm.
Minimum Thickness of Pipe or Plate	T	15.0000	mm.
Shell/Head Int. Corrosion Allowance	CA	3.0000	mm.
Aspect Ratio	AR	2.0000	
Length of Straight Flange	STRFTLG	0.0000	mm.
Skip UG-16(b) Min. thickness calculation		NO	
Type of Element:		Elliptical Head	

**Internal pressure results, Shell Number 3, Desc.: Shell Head**

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

**Thickness Due to Internal Pressure (Tr):**

$$\begin{aligned}
 &= (P \cdot (D + 2 \cdot CA) \cdot K) / (2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P) \text{ Appendix 1-4(c)} \\
 &= (25.00 \cdot (900.0000 + 2 \cdot 3.0000) \cdot 1.00) / (2 \cdot 101.30 \cdot 1.00 - 0.2 \cdot 25.00) \\
 &= 11.2083 + 3.0000 = 14.2083 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

**Max. All. Working Pressure at Given Thickness (MAWP):**

$$\begin{aligned}
 &= (2 \cdot S \cdot E \cdot (T - CA - CAE)) / (K \cdot (D + 2 \cdot CA) + 0.2 \cdot (T - CA - CAE)) \text{ per Appendix 1-4(c)} \\
 &= (2 \cdot 101.30 \cdot 1.00 \cdot (12.0000)) / (1.00 \cdot (900.0000 + 2 \cdot 3.0000) + 0.2 \cdot (12.0000)) \\
 &= 26.76 \text{ bars}
 \end{aligned}$$

**Maximum Allowable Pressure, New and Cold (MAPNC):**

$$= (2 \cdot SA \cdot E \cdot T) / (K \cdot D + 0.2 \cdot T) \text{ per Appendix 1-4 (c)}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= (2 \cdot 137.90 \cdot 1.00 \cdot 15.0000) / (1.00 \cdot 900.0000 + 0.2 \cdot 15.0000)$$

$$= 45.81 \text{ bars}$$

Actual stress at given pressure and thickness (Sact):

$$= (P \cdot (K \cdot (D + 2 \cdot CA) + 0.2 \cdot (T - CA - CAE))) / (2 \cdot E \cdot (T - CA - CAE))$$

$$= (25.00 \cdot (1.00 \cdot (900.0000 + 2 \cdot 3.0000) + 0.2 \cdot (12.0000))) / (2 \cdot 1.00 \cdot (12.0000))$$

$$= 94.63 \text{ N./mm}^2$$

#### SUMMARY OF INTERNAL PRESSURE RESULTS:

Required Thickness plus Corrosion Allowance, Trca	14.2083	mm.
Actual Thickness as Given in Input	15.0000	mm.
Maximum Allowable Working Pressure	MAWP	26.761 bars
Maximum Allowable Pressure, NC	MAPNC	45.811 bars
Design Pressure as Given in Input	P	25.000 bars

#### Hydrostatic Test Pressures ( Measured at High Point ):

Hydrotest per UG-99(b); 1.3 * MAWP * Sa/S	47.36	bars
Hydrotest per UG-99(c); 1.3 * MAPNC	59.55	bars
Pneumatic per UG-100 ; 1.1 * MAWP * Sa/S	40.07	bars

Percent Elongation per UCS-79 ( 75 \* tnom/Rf \* (1-Rf/Ro) ) 7.232 %

Note: Please Check Requirements of UCS-79 as Elongation is > 5%.

#### Minimum Design Metal Temperature per UCS-66 Curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-16	C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.686]	-34	C

#### External Pressure Results, Shell Number 3, Desc.: Shell Head

##### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

External Pressure Chart	CS-2	at	400.00	C
Elastic Modulus for Material			162829920.00	KPa.

#### Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Head	TCA	12.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	930.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	77.5000	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0017921	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	59.3463	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		8.51	bars
EMAWP = B/(K0*(D/T)) = 59.3463 / (0.9000 * 77.5000 ) = 8.5079			

#### Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Head	TCA	2.6238	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	930.0000	mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	354.4437	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0003919	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	31.9043	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		1.00	bars
EMAWP = B/(K0*(D/T)) = 31.9043 /(0.9000 *354.4437 ) = 1.0001			

#### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	8.51	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	5.6238	mm.
Actual Thickness as entered by User	15.0000	mm.

#### Weight and Volume Results, Original Thickness:

Volume of Shell Component	VOLMET	0.1503E+08	mm. <sup>3</sup>
Weight of Shell Component	WMET	117.7	Kgf
Inside Volume of Component	VOLID	0.9543E+08	mm. <sup>3</sup>
Weight of Water in Component	WWAT	95.4	Kgf
Inside Vol. of 0.00 mm. Straight	VOLSCA	0.0000E+00	mm.
Total Volume for Head + Straight	VOLTOT	0.9543E+08	mm.

#### Weight and Volume Results, Corroded Thickness:

Volume of Shell Component, Corroded	VOLMETCA	0.1202E+08	mm. <sup>3</sup>
Weight of Shell Component, Corroded	WMETCA	94.2	Kgf
Inside Volume of Component, Corroded	VOLIDCA	0.9735E+08	mm. <sup>3</sup>
Weight of Water in Component, Corroded	WWATCA	97.3	Kgf
Inside Vol. of 0.00 mm. Straight, Corr.	VOLSCA	0.0000E+00	mm. <sup>3</sup>
Total Volume for Head + Straight Corroded	VOLTCA	0.9735E+08	mm. <sup>3</sup>

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software

**Input Echo, Nozzle Item 6, Description: Tub Steam In**

Design Internal Pressure ( Case 1 )	P	125.00	bars
Temperature for Internal Pressure	TEMP	400.00	C
Design External Pressure ( Case 2 )	PEXT	1.00	bars
Temperature for External Pressure	TEMPEX	400.00	C
Include Hydrostatic Head Components		NO	
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)		SA-266 2	
Material UNS Number		K03506	
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	171.47	N./mm <sup>2</sup>
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	974.0000	mm.
Design Length of Section	L	1200.0000	mm.
Actual Thickness of Shell or Head	T	130.0000	mm.
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	3.0000	mm.
Is this Nozzle a Radial Nozzle		YES	
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)		NO	
Nozzle Material (Normalized)		SA-105	
Material UNS Number		K03504	
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	ID	
Inside Diameter of Nozzle	DIA	254.5090	mm.
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Actual	
Actual Thickness of Nozzle	THK	30.0000	mm.
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	3.0000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00	
Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Abutting	
Outward Projection of Nozzle	HO	300.0000	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	10.0000	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	30.0000	mm.
Is this is Manway/Access/Inspection Opening		No	
Skip Iterative Failure Thickness Calculations		Yes	

**NOZZLE CALCULATION, Description: Tub Steam In**

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation 10.020 in.  
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation 1.181 in.

#### Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P \cdot (D/2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (125.00 \cdot (974.0000/2 + 3.0000)) / (101.30 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 125.00)$$

$$= 65.3047 + 3.0000 = 68.3047 \text{ mm.}$$

#### External Pressure Results for SHELL/HEAD :

##### External Pressure Results, Shell Number 6, Desc.: Tub Steam In

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

External Pressure Chart CS-2 at 400.00 C  
Elastic Modulus for Material 162829920.00 KPa.

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	127.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1234.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	1200.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	9.7165	
Length / Diameter Ratio	LD	0.9724	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0518325	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	90.4686	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		126.40	bars
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B = 126.3971			

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	4.1869	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1234.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	1200.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	294.7314	
Length / Diameter Ratio	LD	0.9724	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0002715	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	22.1072	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		1.00	bars
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *22.1072 )/( 3 *294.7314 ) = 1.0000			



#### Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	127.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	1234.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.1257E+34	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	9.7165	
Length / Diameter Ratio	LD	50.0000	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0116512	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	81.2725	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		113.55	bars
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B = 113.5489			

#### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	126.40	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	7.1869	mm.
Actual Thickness as entered by User	130.0000	mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.1257E+34	mm.
Actual Length as entered by User	1200.00	mm.

#### Internal Pressure Results for NOZZLE :

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P*(D/2+CA)) / (S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (125.00*(254.5090/2+3.0000))/(101.30*1.00-0.6*125.00) \\
 &= 17.3597 + 3.0000 = 20.3597 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

#### External Pressure Results for NOZZLE :

#### External Pressure Results, Shell Number 6, Desc.: Tub Steam In ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

External Pressure Chart	CS-2	at	400.00	C
Elastic Modulus for Material			162829920.00	KPa.

#### Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	27.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	314.5090	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	300.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	11.6485	
Length / Diameter Ratio	LD	0.9539	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0397794	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	90.4686	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		103.55	bars

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 90.4686) / (3 * 11.6485) = 103.5481$$

#### Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	1.0587	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	314.5090	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	300.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	297.0665	
Length / Diameter Ratio	LD	0.9539	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0002737	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	22.2821	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		1.00	bars
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 22.2821) / (3 * 297.0665) = 1.0000$			

#### Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	27.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	314.5090	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.2449E+33	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	11.6485	
Length / Diameter Ratio	LD	50.0000	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0081069	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	77.2343	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		88.40	bars
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 77.2343) / (3 * 11.6485) = 88.4004$			

#### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	103.55	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	4.0587	mm.
Actual Thickness as entered by User	30.0000	mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.2449E+33	mm.
Actual Length as entered by User	300.00	mm.

#### UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Internal Pressure

Effective material diameter limit,	DL	568.5090	mm.
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	67.5000	mm.

#### Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available, A1 to A5	Design	External	Mapnc	
Area Required	Ar	170.125	5.454	NA cm <sup>2</sup>
Area in Shell	A1	190.021	378.264	NA cm <sup>2</sup>
Area in Nozzle Wall	A2	13.014	35.021	NA cm <sup>2</sup>
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000	NA cm <sup>2</sup>
Area in Welds	A4	1.000	1.000	NA cm <sup>2</sup>
Area in Pad	A5	0.000	0.000	NA cm <sup>2</sup>
Total Area Available	Atot	204.036	414.285	NA cm <sup>2</sup>

#### Internal Pressure Case Governs the Analysis

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.





Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations 90.00 Degr.

The area available without a pad is Sufficient.

Reinforcement Area Required for Nozzle:

$Ar = (DLR \cdot TR + 2 \cdot THK \cdot TR \cdot (1 - FFR1))$  UG-37(c) or UG-39

$Ar = (260.5090 \cdot 65.3047 + 2 \cdot (30.0000 - 3.0000) \cdot 65.3047 \cdot (1.0 - 1.00))$

$Ar = 170.125 \text{ cm}^2$

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Nozzle Opening size:

Area Available in Shell (A1):

$A1 = (DL - DLR) \cdot (ES \cdot (T - CAS) - TR) - 2 \cdot (THK - CAN) \cdot (ES \cdot (T - CAS) - TR) \cdot (1 - FFR1)$

$A1 = (568.509 - 260.509) \cdot (1.00 \cdot (130.0000 - 3.000) - 65.305) - 2 \cdot (30.000 - 3.000) \cdot (1.00 \cdot (130.0000 - 3.0000) - 65.3047) \cdot (1.0 - 1.00)$

$A1 = 190.021 \text{ cm}^2$

Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

$A2np = (2 \cdot \min(TLNP, HO)) \cdot (THK - CAN - TRN) \cdot FFR2$

$A2np = (2 \cdot 67.5000) \cdot (30.0000 - 3.0000 - 17.3597) \cdot 1.00$

$A2np = 13.014 \text{ cm}^2$

Area Available in Welds, no Pad:

$A4np = Wo^2 \cdot FFR2 + (Wi - Can / 0.707)^2 \cdot FFR2$

$A4np = 10.0000^2 \cdot 1.0000 + (0.0000)^2 \cdot 1.0000$

$A4np = 1.000 \text{ cm}^2$

**UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:**

Wall Thickness per UG45(a),  $tra = 20.3597 \text{ mm}$ .

Wall Thickness per UG16(b),  $tr16b = 5.3812 \text{ mm}$ .

Wall Thickness per UG45(b)(1),  $trb1 = 68.3047 \text{ mm}$ .

Wall Thickness per UG45(b)(2),  $trb2 = 3.4840 \text{ mm}$ .

Wall Thickness per UG45(b)(3),  $trb3 = \max(trb1, trb2, tr16b) = 68.3047 \text{ mm}$ .

Std. Wall Pipe per UG45(b)(4),  $trb4 = 11.3344 \text{ mm}$ .

Wall Thickness per UG45(b),  $trb = \min(trb3, trb4) = 11.3344 \text{ mm}$ .

Final Required Thickness,  $tr45 = \max(tra, trb) = 20.3597 \text{ mm}$ .

Available Nozzle Neck Thickness = 30.0000 mm. --> OK

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded 90.32 Kgf

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded 78.56 Kgf

**Minimum Design Metal Temperature ( Nozzle Neck ), UCS curve: C**

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 -16 C

Minimum Metal Temp. at operating stress -48 C



### Minimum Design Metal Temperature ( Shell ), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 37 C

Minimum Metal Temp. at operating stress -31 C

### Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), UCS curve: C

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 -16 C

Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.462] -48 C

### Weld Size Calculations, Nozzle Number 6, Desc.: Tub Steam In

Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds Tmin 19.0500 mm.

### Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	6.3500 = Min per Code	7.0710 = 0.707 * WO , mm.

### Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b)

Weld Load [W]:

$$\begin{aligned}
 &= (A_r - A_l) * S \\
 &= (170.1246 - 190.0215) * 101 \\
 &= 0.00 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Weld Load [W1]:

$$\begin{aligned}
 &= (A_2 + A_5 + A_4 - (W_I - C_{AN} / .707)^2 * F_{fr2}) * S \\
 &= (13.0145 + 0.0000 + 1.0000 - 0.0000 * 1.00) * 101 \\
 &= 14475.86 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

### Strength of Connection Elements for Failure Path Analysis :

Shear, Outward Nozzle Weld [Sonw]:

$$\begin{aligned}
 &= (PI/2) * D_{lo} * W_o * 0.49 * S_{nw} \\
 &= (3.1416 / 2.0) * 314.5090 * 10.0000 * 0.49 * 101 \\
 &= 25004. \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Shear, Nozzle Groove Weld [Sngw]:

$$\begin{aligned}
 &= (PI/2) * (D_{LR} + W_{gnva}) * (W_{gnva} - C_{an}) * 0.60 * S_{ng} \\
 &= (3.14 / 2) * (260.509 + 30.000) * (30.000 - 3.0000) * 0.6 * 101 \\
 &= 76359. \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Strength of Failure Paths:

$$PATH_{11} = (Sonw + Sngw) = (25004 + 76359) = 101363 \text{ Kgf}$$

### Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = 101363 Kgf, must exceed W = 0 Kgf or W1 = 14475 Kgf

### M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:

Converged M.A.W.P for given geometry AMAP 134.879 bars

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



---

Best M.A.P.(NC) for given geometry      AMAPNC      186.885    bars

Note: To determine if the nozzle is governing the design, Compare Nozzle  
MAWP/MAPnc with that of the Shell computed from the Shell/Head Module.

**PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software**


**Input Echo, Nozzle Item 8, Description: Shll(Thr)In&out**

Design Internal Pressure ( Case 1 )	P	25.00	bars
Temperature for Internal Pressure	TEMP	400.00	C
Design External Pressure ( Case 2 )	PEXT	1.00	bars
Temperature for External Pressure	TEMPEX	400.00	C
Include Hydrostatic Head Components		NO	
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)		SA-516 70	
Material UNS Number		K02700	
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	181.12	N./mm <sup>2</sup>
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	900.0000	mm.
Design Length of Section	L	9000.0000	mm.
Actual Thickness of Shell or Head	T	15.0000	mm.
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	3.0000	mm.
Is this Nozzle a Radial Nozzle		YES	
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)		NO	
Nozzle Material (Not Normalized or NA)		SA-105	
Material UNS Number		K03504	
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	ID	
Inside Diameter of Nozzle	DIA	438.1500	mm.
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Actual	
Actual Thickness of Nozzle	THK	87.0000	mm.
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	3.0000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00	
Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Insert	
Outward Projection of Nozzle	HO	300.0000	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	10.0000	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	15.0000	mm.
Is this is Manway/Access/Inspection Opening		No	
Skip Iterative Failure Thickness Calculations		Yes	

**NOZZLE CALCULATION, Description: Shll(Thr)In&out**

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation 17.250 in.  
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation 3.425 in.

#### Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P \cdot (D/2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (25.00 \cdot (900.0000/2 + 3.0000)) / (101.30 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 25.00)$$

$$= 11.3487 + 3.0000 = 14.3487 \text{ mm.}$$

#### External Pressure Results for SHELL/HEAD :

##### External Pressure Results, Shell Number 8, Desc.: Shll(Thr)In&out

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

External Pressure Chart CS-2 at 400.00 C  
Elastic Modulus for Material 162829920.00 KPa.

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	12.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	930.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	9000.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	77.5000	
Length / Diameter Ratio	LD	9.6774	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0001979	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	16.1161	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		2.77	bars
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *16.1161 )/( 3 *77.5000 ) = 2.7725			

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	7.9838	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	930.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	9000.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	116.4857	
Length / Diameter Ratio	LD	9.6774	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0001073	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	8.7373	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		1.00	bars
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *8.7373 )/( 3 *116.4857 ) = 1.0000			

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.

**Results for Maximum Length Calculation: No Conversion**

Corroded Thickness of Shell	TCA	12.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	930.0000	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.8482E+20	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	77.5000	
Length / Diameter Ratio	LD	50.0000	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0001831	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	14.9114	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		2.57	bars
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *14.9114 )/( 3 *77.5000 ) = 2.5653			

**Summary of External Pressure Results:**

Allowable Pressure at Corroded thickness	2.77	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	10.9838	mm.
Actual Thickness as entered by User	15.0000	mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.8482E+20	mm.
Actual Length as entered by User	9000.00	mm.

**Internal Pressure Results for NOZZLE :**

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P*(D/2+CA)) / (S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (25.00*(438.1500/2+3.0000))/(101.30*1.00-0.6*25.00) \\
 &= 5.5635 + 3.0000 = 8.5635 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

**External Pressure Results for NOZZLE :****External Pressure Results, Shell Number 8, Desc.: Shll(Thr)In&out****ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007**

External Pressure Chart	CS-2	at	400.00	C
Elastic Modulus for Material			162829920.00	KPa.

**Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):**

Corroded Thickness of Shell	TCA	84.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	612.1500	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	300.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	7.2875	
Length / Diameter Ratio	LD	0.4901	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.1000000	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	90.4686	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		193.64	bars

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$EMAWP = (2.167/(D/T) - 0.0833) * B = 193.6445$$

#### Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	1.5663	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	612.1500	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	300.0000	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	390.8232	
Length / Diameter Ratio	LD	0.4901	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0003601	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	29.3153	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		1.00	bars
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 29.3153) / (3 * 390.8232) = 1.0001$			

#### Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	84.0000	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	612.1500	mm.
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.4443E+33	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	7.2875	
Length / Diameter Ratio	LD	50.0000	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0207126	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	87.4714	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		187.23	bars
$EMAWP = (2.167/(D/T) - 0.0833) * B = 187.2291$			

#### Summary of External Pressure Results:

Allowable Pressure at Corroded thickness	193.64	bars
Required Pressure as entered by User	1.00	bars
Required Thickness including Corrosion all.	4.5663	mm.
Actual Thickness as entered by User	87.0000	mm.
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.4443E+33	mm.
Actual Length as entered by User	300.00	mm.

#### UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Internal Pressure

Effective material diameter limit,	DL	888.3000	mm.
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	30.0000	mm.

#### Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available, A1 to A5	Design	External	Mapnc	
Area Required	Ar	50.405	17.730	NA cm <sup>2</sup>
Area in Shell	A1	2.893	17.838	NA cm <sup>2</sup>
Area in Nozzle Wall	A2	47.062	49.460	NA cm <sup>2</sup>
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000	NA cm <sup>2</sup>
Area in Welds	A4	1.000	1.000	NA cm <sup>2</sup>
Area in Pad	A5	0.000	0.000	NA cm <sup>2</sup>
Total Area Available	Atot	50.955	68.298	NA cm <sup>2</sup>

#### Internal Pressure Case Governs the Analysis

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations 90.00 Degr.

The area available without a pad is Sufficient.

Reinforcement Area Required for Nozzle:

$Ar = (DLR \cdot TR + 2 \cdot THK \cdot TR \cdot (1 - FFR1))$  UG-37(c) or UG-39

$Ar = (444.1500 \cdot 11.3487 + 2 \cdot (87.0000 - 3.0000) \cdot 11.3487 \cdot (1.0 - 1.00))$

$Ar = 50.405 \text{ cm}^2$

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Nozzle Opening size:

Area Available in Shell (A1):

$A1 = (DL - DLR) \cdot (ES \cdot (T - CAS) - TR) - 2 \cdot (THK - CAN) \cdot (ES \cdot (T - CAS) - TR) \cdot (1 - FFR1)$

$A1 = (888.300 - 444.150) \cdot (1.00 \cdot (15.0000 - 3.000) - 11.349) - 2 \cdot (87.000 - 3.000) \cdot (1.00 \cdot (15.0000 - 3.0000) - 11.3487) \cdot (1.0 - 1.00)$

$A1 = 2.893 \text{ cm}^2$

Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

$A2np = (2 \cdot \min(TLNP, HO)) \cdot (THK - CAN - TRN) \cdot FFR2$

$A2np = (2 \cdot 30.0000) \cdot (87.0000 - 3.0000 - 5.5635) \cdot 1.00$

$A2np = 47.062 \text{ cm}^2$

Area Available in Welds, no Pad:

$A4np = Wo^2 \cdot FFR2 + (Wi - Can / 0.707)^2 \cdot FFR2$

$A4np = 10.0000^2 \cdot 1.0000 + (0.0000)^2 \cdot 1.0000$

$A4np = 1.000 \text{ cm}^2$

**UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:**

Wall Thickness per UG45(a),  $tra = 8.5635 \text{ mm}$ .

Wall Thickness per UG16(b),  $tr16b = 5.3812 \text{ mm}$ .

Wall Thickness per UG45(b)(1),  $trb1 = 14.3487 \text{ mm}$ .

Wall Thickness per UG45(b)(2),  $trb2 = 3.4475 \text{ mm}$ .

Wall Thickness per UG45(b)(3),  $trb3 = \max(trb1, trb2, tr16b) = 14.3487 \text{ mm}$ .

Std. Wall Pipe per UG45(b)(4),  $trb4 = 11.3344 \text{ mm}$ .

Wall Thickness per UG45(b),  $trb = \min(trb3, trb4) = 11.3344 \text{ mm}$ .

Final Required Thickness,  $tr45 = \max(tra, trb) = 11.3344 \text{ mm}$ .

Available Nozzle Neck Thickness = 87.0000 mm. --> OK

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded 354.18 Kgf

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded 341.38 Kgf

**Minimum Design Metal Temperature ( Nozzle Neck ), UCS curve: B**

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 29 C

Minimum Metal Temp. at operating stress -49 C



**Minimum Design Metal Temperature ( Shell ), UCS curve: B**

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 -16 C

Minimum Metal Temp. at operating stress -33 C

**Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), UCS curve: B**

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 -16 C

Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.339] -94 C

**Weld Size Calculations, Nozzle Number 8, Desc.: Shll(Thr)In&out**Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds T<sub>min</sub> 12.0000 mm.**Results Per UW-16.1:**

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	6.3500 = Min per Code	7.0710 = 0.707 * W <sub>O</sub> , mm.

**Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b)**

Weld Load [W]:

$$\begin{aligned}
 &= (AR-A1+2*(THK-CAN)*Ffr1*(E1(T-CAS)-Tr))*S \\
 &= (50.4053 - 2.8927 + 2 * ( 87.0000 - 3.0000 ) * 1.0000 * \\
 &\quad (1.00 * ( 15.0000 - 3.0000 ) - 11.3487 ) ) * 101 \\
 &= 50207.01 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Weld Load [W1]:

$$\begin{aligned}
 &= (A2+A5+A4-(WI-CAN/.707)^2*Ffr2)*S \\
 &= ( 47.0619 + 0.0000 + 1.0000 - 0.0000 * 1.00 ) * 101 \\
 &= 49644.23 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Weld Load [W2]:

$$\begin{aligned}
 &= (A2+A3+A4+(2*(THK-CAN)*(T-CAS)*Fr1))*S \\
 &= ( 47.0619 + 0.0000 + 1.0000 + 20.1600 ) * 101 \\
 &= 70467.95 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Weld Load [W3]:

$$\begin{aligned}
 &= (A2+A3+A4+A5+(2*(THK-CAN)*(T-CAS)*Fr1))*S \\
 &= ( 47.0619 + 0.0000 + 0.0000 + 1.0000 + 20.1600 ) * 101 \\
 &= 70467.95 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Strength of Connection Elements for Failure Path Analysis :**

Shear, Outward Nozzle Weld [Sonw]:

$$\begin{aligned}
 &= (PI/2) * D_{lo} * W_o * 0.49 * S_{nw} \\
 &= ( 3.1416 / 2.0 ) * 612.1500 * 10.0000 * 0.49 * 101 \\
 &= 48668. \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Shear, Nozzle Wall [Snw]:

$$= (PI * (DLR+D_{lo}) / 4.0) * (THK-CAN) * 0.7 * S_n$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= ( 3.1416 * 264.0750 ) * ( 87.0000 - 3.0000 ) * 0.7 * 101$$

$$= 503874. \text{ Kgf}$$

#### Tension, Nozzle Groove Weld [Tngw]:

$$= (PI/2) * Dlo * (Wgnvi-Cas) * 0.74 * Sng$$

$$= ( 3.1416 / 2.0 ) * 612.1500 * ( 15.0000 - 3.0000 ) * 0.74 * 101$$

$$= 88198. \text{ Kgf}$$

#### Strength of Failure Paths:

$$PATH11 = ( Sonw + Snw ) = ( 48667 + 503874 ) = 552542 \text{ Kgf}$$

$$PATH22 = ( Sonw + Tpgw + Tngw + Sinw )$$

$$= ( 48667 + 0 + 88197 + 0 ) = 136865 \text{ Kgf}$$

$$PATH33 = ( Sonw + Tngw + Sinw )$$

$$= ( 48667 + 88197 + 0 ) = 136865 \text{ Kgf}$$

#### Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = 552542 Kgf, must exceed W = 50207 Kgf or W1 = 49644 Kgf  
 Path 2-2 = 136865 Kgf, must exceed W = 50207 Kgf or W2 = 70467 Kgf  
 Path 3-3 = 136865 Kgf, must exceed W = 50207 Kgf or W3 = 70467 Kgf

#### M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:

Converged M.A.W.P for given geometry	AMAP	25.124	bars
Converged M.A.P.(NC) for given geometry	AMAPNC	43.443	bars

Note: To determine if the nozzle is governing the design, Compare Nozzle  
 MAWP/MAPnc with that of the Shell computed from the Shell/Head Module.

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software


**Input Echo, Flange Item 10, Description: Channel cover**

Description of Flange Geometry (Type)		Blind	
Description of Flange Analysis		Analysis Only	
Design Pressure	P	125.00	bars
Design Temperature		400.00	C
Corrosion Allowance	ci	3.0000	mm.
Use Corrosion Allowance in Thickness Calcs.		Yes	
Flange Inside Diameter	B	0.0000	mm.
Flange Outside Diameter	A	1234.0000	mm.
Flange Thickness	t	230.0000	mm.
Perform thickness calcs. based on rigidity		Yes	
Flange Material (Not Normalized)		SA-266 2	
Flange Material UNS Number		K03506	
Flange Allowable Stress At Temperature	Sfo	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Flange Allowable Stress At Ambient	Sfa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Material UNS Number		G41400	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	162.03	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Diameter of the Load Reaction, Long Span	Dl	1104.0000	mm.
Diameter of the Load Reaction, Short Span	Ds	1104.0000	mm.
Perimeter along the Center of the Bolts	L	0.0000	mm.
Area within the Centers of Bolt Holes	Area	0.0000	cm <sup>2</sup>
Diameter of Bolt Circle	C	1104.0000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	63.5000	mm.
Type of Thread Series		TEMA Thread Series	
Number of Bolts	n	26	
Compute Full Flange Design Bolt Load (S*ab) ?		No	
Flange Face Outside Diameter	Fod	1004.0001	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	0.0000	mm.
Flange Facing Sketch		Code Sketch 1a	
Gasket Outside Diameter	Go	1004.0001	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	974.0000	mm.
Gasket Factor,	m	3.0000	
Gasket Design Seating Stress	y	68.95	N./mm <sup>2</sup>
Column for Gasket Seating		2, Code Column II	
Gasket Thickness	tg	5.0000	mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Shell	Material		SA-266 2	
Shell	Material UNS Number		K03506	
Shell	Allowable Stress At Temperature	So	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Shell	Allowable Stress At Ambient	Sa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Full face Gasket Flange Option		Program Selects		

### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007

#### Flange analysis, Flange number 10, Description: Channel cover

#### ASME Code, Section VIII, Division 1, App. 2, 2007

Gasket Contact Width,	$N = (G_{oc} - G_{ic}) / 2$	15.000	mm.
Basic Gasket Width,	$b_0 = N / 2.0$	7.500	mm.
Effective Gasket Width,	$b = \text{SQRT}(b_0) * 2.5$	6.899	mm.
Gasket Reaction Diameter,	$G = G_o - 2.0 * b$	990.203	mm.

#### Basic Flange and Bolt loads:

##### Hydrostatic End Load due to Pressure[H]:

$$\begin{aligned}
 &= 0.785 * G * G * P_{eq} \\
 &= 0.7854 * 990.2029 * 990.2029 * 125.0000 \\
 &= 981623.375 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

##### Contact Load on Gasket Surfaces[Hp]:

$$\begin{aligned}
 &= 2 * b * \pi * G * m * P \\
 &= 2 * 6.8986 * 3.1416 * 990.2029 * 3.0000 * 125.00 \\
 &= 164131.062 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

##### Operating Bolt Load[Wm1]:

$$\begin{aligned}
 &= H + H_p + H'p \text{ (cannot be } < 0) \\
 &= ( 981623 + 164131 + 0 ) \\
 &= 1145754.500 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

##### Gasket Seating Bolt Load[Wm2]:

$$\begin{aligned}
 &= y * b * \pi * G + y_{Part} * b_{Part} * l_p \\
 &= 68.95 * 6.8986 * 3.141 * 990.203 + 0.00 * 0.0000 * 0.00 \\
 &= 150877.094 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

##### Required Bolt Area[Am]:

$$\begin{aligned}
 &= \text{Maximum of } W_{m1}/S_b, W_{m2}/S_a \\
 &= \text{Maximum of } .11458E+07 / 162, 150877 / 172 \\
 &= 693.481 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAJA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



### Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):

	Minimum	Actual	Maximum
Bolt Area, cm <sup>2</sup>	693.481	719.947	
Radial distance bet. bolts and the edge	60.325	65.000	
Circumferential spacing between bolts	133.096	133.073	516.143

### Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calculation]:

$$\begin{aligned}
 &= A_b * S_b / (Y * P_I * (G_o + G_i)) \\
 &= 719.947 * 172.38 / (68.95 * 3.14 * (1004.00 + 974.00)) \\
 &= 28.965 \text{ mm. [Note: Exceeds actual gasket width, 15.000]}
 \end{aligned}$$

### Flange Design Bolt Load, Gasket Seating[W]:

$$\begin{aligned}
 &= S_a * (A_m + A_b) / 2.0 \\
 &= 172.38 * (693.4805 + 719.9469) / 2.0 \\
 &= 1242193.12 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

### Gasket Seating Force[Hg]:

$$\begin{aligned}
 &= W_{m1} \\
 &= 1145754.50 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

### Moment Arm Calculations:

#### Distance to Gasket Load Reaction[hg]:

$$\begin{aligned}
 &= (C - G) / 2.0 \\
 &= (1104.0000 - 990.2029) / 2.0 \\
 &= 56.8986 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

### Tangential Flange Stress, Flat Head, Operating[Sto]:

$$\begin{aligned}
 &= 1.9 * W_{m1} * h_g * B_{cor} / (t^2 * G) + C * Z_{rat} * ABS(P_{eq}) * G^2 / (t^2) \\
 &= 1.9 * .11458E+07 * 56.8986 * 1.0000 / (227.0000^2 * 990.2029) + \\
 &\quad 0.30 * 1.0000 * 125.00 * 990.2029^2 / (227.0000^2) \\
 &= 95.2 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

### Tangential Flange Stress, Flat Head, Seating[Sta]:

$$\begin{aligned}
 &= 1.9 * W * h_g * B_{cor} / (t^2 * G) + 0 \\
 &= 1.9 * .12422E+07 * 56.8986 * 1.0000 / (227.0000^2 * 990.2029) + 0 \\
 &= 25.8 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

### Bolt Stress, Operating[Bso]:

$$\begin{aligned}
 &= (W_{m1} / A_b) \\
 &= (.11458E+07 / 719.9469)
 \end{aligned}$$



$$= 156.1 \text{ N./mm}^2$$

Bolt Stress, Seating[Bsa]:

$$= ( Wm2 / Ab )$$

$$= ( 150877 / 719.9469 )$$

$$= 20.6 \text{ N./mm}^2$$

### Stress Computation Results:

	Operating		Gasket Seating	
	Actual	Allowed	Actual	Allowed
Tangential Flange	95.	101.	26.	138. N./mm <sup>2</sup>
Bolting	156.	162.	21.	172. N./mm <sup>2</sup>

Estimated M.A.W.P. ( Operating )	129.77	bars
Estimated M.A.W.P. ( Gasket Seating )	129.77	bars
Estimated Finished Weight of Flange	2132.0	Kgf
Estimated Unfinished Weight of Forging	2132.0	Kgf

### Minimum Design Metal Temperature Results:

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	20	C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.905]	15	C

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software


**Input Echo, Tubesheet Number 4, Description: Tubesheet**

Shell Design Pressure	Ps	25.00	bars
Shell Thickness	ts	15.0000	mm.
Shell Corrosion Allowance	cas	3.0000	mm.
Inside Diameter of Shell	Ds	900.0000	mm.
Shell Temperature for Internal Pressure	Ts	400.00	C
Shell Material		SA-516 70	

Note: Using 2 \* Yield for Discontinuity Stress Allowable (UG-23(e)). Make sure that material properties at this temperature are not time-dependent for Material: SA51670

Shell Material UNS Number		K02700	
Shell Allowable Stress at Temperature	Ss	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Shell Allowable Stress at Ambient		137.90	N./mm <sup>2</sup>

Channel Type:		Cylinder	
Channel Design Pressure	Pt	125.00	bars
Channel Thickness	tc	130.0000	mm.
Channel Corrosion Allowance	cac	3.0000	mm.
Inside Diameter of Channel	Dc	974.0000	mm.
Channel Design Temperature	TEMPC	400.00	C
Channel Material		SA-266 2	

Note: Using 2 \* Yield for Discontinuity Stress Allowable (UG-23(e)). Make sure that material properties at this temperature are not time-dependent for Material: SA2662

Channel Material UNS Number		K03506	
Channel Allowable Stress at Temperature	Sc	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Channel Allowable Stress at Ambient		137.90	N./mm <sup>2</sup>

Number of Tubes Holes	Nt	1160	
Tube Wall Thickness	t	1.4730	mm.
Tube Outside Diameter	D	15.8750	mm.
Total Straight Tube Length	Lt	11980.00	mm.
Straight Tube Length (bet. inner tubsht faces) L		11815.00	mm.
Design Temperature of the Tubes		400.00	C
Tube Material		SA-179	
Tube Material UNS Number		K01200	
Is This a Welded Tube		No	
Tube Material Specification used		Smls. tube	
Tube Allowable Stress at Temperature		73.38	N./mm <sup>2</sup>
Tube Allowable Stress At Ambient		92.39	N./mm <sup>2</sup>
Tube Yield Stress At Operating Temperature	Syt	123.95	N./mm <sup>2</sup>

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Tube Pitch (Center to Center Spacing)	P	21.1660	mm.
Tube Layout Pattern		Triangular	
Radius to Outermost Tube Hole Center	ro	428.5865	mm.
Largest Center-to-Center Tube Distance	Ul	47.6250	mm.
Length of Expanded Portion of Tube	ltx	165.0000	mm.
Tube-side pass partition groove depth	hg	0.0000	mm.

Tubesheet TYPE: U-tube, Integral both sides, Conf. a

Tubesheet Design Metal Temperature	T	400.00	C
Tubesheet Material Specification		SA-266 2	

Note: Using 2 \* Yield for Discontinuity Stress Allowable (UG-23(e)). Make sure that material properties at this temperature are not time-dependent for Material: SA2662

Tubesheet Material UNS Number		K03506	
Tubesheet Allowable Stress at Temperature	S	101.30	N./mm <sup>2</sup>
Tubesheet Allowable Stress at Ambient	Tt	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Thickness of Tubesheet	h	165.0000	mm.
Tubesheet Corr. Allowance (Shell side)	Cats	3.0000	mm.
Tubesheet Corr. Allowance (Channel side)	Catc	3.0000	mm.
Tubesheet Outside Diameter	A	1234.0000	mm.
Area of The Untubed Lanes	AL	413.170	cm <sup>2</sup>
Is Exchanger in Creep range (skip EP, Use 3S for Sps)		NO	

Stress Reduction Option	Perform Elastic-Plastic Calculation		
Perform Differential Pressure Design		NO	
Run Multiple Load Cases		YES	
Shell Side Vacuum Pressure	Pexts	1.0000	bars
Channel Side Vacuum Pressure	Pextc	1.0000	bars
Tubesheet Integral with		Both	
Tubesheet Extended as Flange		No	

Notes/Error Messages/Warnings for Tubesheet number 4

Warning - Length of Expanded portion of Tubes (165.000) is  
= Tubesheet Thickness (165.000 mm.).

### ASME TubeSheet Results per Part UHX, 2007

#### Elasticity/Expansion Material Properties :

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.





Shell - Carbon and Low Alloy Steels  
 Elastic Mod. at Design Temp. 400.0 C 0.17116E+09 KPa.

Channel - Carbon and Low Alloy Steels  
 Elastic Mod. at Design Temp. 400.0 C 0.17116E+09 KPa.

Tubes - Plain Carbon Stl & C-Mn Stl.  
 Elastic Mod. at Tubsht. Design Temp. 400.0 C 0.16942E+09 KPa.

TubeSheet - Carbon and Low Alloy Steels  
 Elastic Mod. at Design Temp. 400.0 C 0.17116E+09 KPa.

### Tube Required Thickness under Internal Pressure (Tubeside pressure) :

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P \cdot (D/2 - CAE)) / (S \cdot E + 0.4 \cdot P) \text{ per Appendix 1-1 (a)(1)}$$

$$= (126.00 \cdot (15.8750/2 - 0.000)) / (73.38 \cdot 1.00 + 0.4 \cdot 126.00)$$

$$= 1.2755 + 0.0000 = 1.2755 \text{ mm.}$$

### Tube Required Thickness under External Pressure (Shellside pressure) :

External Pressure Chart CS-1 at 400.00 C  
 Elastic Modulus for Material 162829920.00 KPa.

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

TCA	ODCA	SLEN	D/T	L/D	Factor A	B
1.4730	15.88	12243.59	10.78	50.0000	0.0094705	64.61

$$EMAWP = (4 \cdot B) / (3 \cdot (D/T)) = (4 \cdot 64.6133) / (3 \cdot 10.7773) = 79.9327 \text{ bars}$$

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

TCA	ODCA	SLEN	D/T	L/D	Factor A	B
0.6416	15.88	12243.59	24.74	50.0000	0.0017966	48.26

$$EMAWP = (4 \cdot B) / (3 \cdot (D/T)) = (4 \cdot 48.2587) / (3 \cdot 24.7438) = 26.0029 \text{ bars}$$

### Summary of Tube Required Thickness Results:

Total Required Thickness including Corrosion all.	1.2755 mm.
Allowable Internal Pressure at Corroded thickness	147.08 bars
Required Internal Design Pressure	126.00 bars
Allowable External Pressure at Corroded thickness	79.93 bars
Required External Design Pressure	26.00 bars

### Detailed Tubesheet Results for load Case 1c (Fvs+Pt-Ca)

### Results for ASME U-tube Tubesheet Calculations for Configuration a.

Per Edition 2007, Original Thickness :

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Minimum Required Thickness for Shear [HreqS]:

$$\begin{aligned}
 &= 1/(4 * \mu) * (Do/(0.8 * S) * |Ps - Pt| + Cats + Catc \\
 &= 1/(4 * 0.250) * (873.05/(0.8 * 101.30) * |-1.00 - 125.00| + 6.000 \\
 &= 141.7652 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.1 Step 1:

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Circle Diameter [Do]:

$$\begin{aligned}
 &= 2 * r_o + dt \\
 &= 2 * 428.5865 + 15.8750 = 873.048 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Determine the Basic Ligament Efficiency for Shear [ $\mu$ ]:

$$\begin{aligned}
 &= (p - dt) / p \\
 &= (21.166 - 15.875) / 21.166 = 0.250
 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.2 Step 2 :

Compute the Ratio [Rhos]:

$$\begin{aligned}
 &= D_s / D_o \text{ (Configurations a, b, c)} \\
 &= 906.0000 / 873.0480 = 1.0377
 \end{aligned}$$

Compute the Ratio [Rhoc]:

$$\begin{aligned}
 &= D_c / D_o \text{ (Configurations a, e, f)} \\
 &= 980.0001 / 873.0480 = 1.1225
 \end{aligned}$$

Moment on Tubesheet due to Pressures (Ps, Pt) [Mts]:

$$\begin{aligned}
 &= Do^2/16 * [(Rhos-1)*(Rhos^2+1)* Ps - (Rhoc-1) * (Rhoc^2+1) * Pt ] \\
 &= 873.048^2/16 * [ (1.038 - 1) * (1.038^2 + 1) * -1.000 - \\
 &\quad (1.123 - 1) * (1.123^2 + 1) * 125.000 ] \\
 &= -1652385.6250 \text{ bars*mm.}^2
 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.3 Step 3, Determination of Effective Elastic Properties :

Compute the Ratio [rho]:

$$= l_{tx} / h = 165.0000 / 159.0000 = 1.0000 \text{ ( must be } 0 \leq \rho \leq 1 \text{ )}$$

Compute the Effective Tube Hole Diameter [d\*]:

$$\begin{aligned}
 &= \max( dt - 2tt * ( Et/E ) * ( St/S ) * ( \rho ), dt - 2tt ) \\
 &= \max( 15.8750 - 2 * 1.4730 * (.16942E+09 / .17116E+09) * \\
 &\quad ( 73 / 101 ) * (1.000) , 15.8750 - 2 * 1.4730 ) \\
 &= 13.7627 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Compute the Effective Tube Pitch [p\*]:

$$\begin{aligned}
 &= p / \sqrt{1 - 4 * \min( AL, 4 * Do * p ) / ( \pi * Do^2 ) } \\
 &= 21.1660 / \sqrt{1 - 4 * \min( 413.17 , 4 * 873.048 * 21.166 ) / ( 3.141 * 873.048^2 ) } \\
 &= 21.9365 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Compute the Effective Ligament Efficiency for Bending [ $\mu^*$ ]:

$$= (p^* - d^*) / p^* = (21.9365 - 13.7627) / 21.9365 = 0.37261$$

Looking up  $E^*/E$  and  $\nu^*$  from Table UHX-11.2 using  $h/p = 7.51205$

$$E^*/E = 0.377154 ; \quad \nu^* = 0.318184 ; \quad E^* = 64552596. \text{ KPa.}$$

#### UHX-12.5.4 Step 4:

Compute Shell Coefficient [ $\beta_S$ ]:

$$\begin{aligned} &= ((12 * (1 - \nu^2))^0.25) / ((D_s + t_s) * t_s)^{1/2} \\ &= ((12 * (1 - 0.30^2))^0.25) / ((906.0000 + 12.0000) * 12.0000)^{1/2} \\ &= 0.0173 \text{ 1/mm.} \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [ $k_S$ ]:

$$\begin{aligned} &= \beta_S * E_s * t_s^3 / (6 * (1 - \nu^2)) \\ &= 0.017 * .17116E+07 * 12.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\ &= 9381868.0000 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [ $\Lambda_S$ ]:

$$\begin{aligned} &= (6 * D_s * k_S) / h^3 * (1 + h * \beta_S + (h * \beta_S)^2 / 2) \\ &= 6 * 906.000 * .93819E+07 / 159.000^3 * (1 + 159.000 * 0.017 + 3.792) \\ &= 95736.4609 \text{ bars} \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [ $\delta_S$ ]:

$$\begin{aligned} &= D_s^2 / (4 * E_s * T_s) * (1 - \nu / 2) \\ &= 906.000^2 / (4 * .17116E+09 * 12.000) * (1 - 0.3 / 2) \\ &= 0.8328044415 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [ $\Omega_S$ ]:

$$\begin{aligned} &= \rho_{os} * k_S * \beta_S * \delta_S (1 + h * \beta_S) \\ &= 1.0377 * .93819E+07 * 0.0173 * 0.832804 (1 + 159.0000 * 0.0173) \\ &= 5375.7627 \text{ mm.}^2 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [ $\beta_{cS}$ ]:

$$\begin{aligned} &= ((12 * (1 - \nu_c^2))^0.25) / ((D_c + t_c) * t_c)^{0.5} \\ &= ((12 * (1 - 0.30^2))^0.25) / ((980.0001 + 127.0000) * 127.0000)^{0.5} \\ &= 0.0048 \text{ 1/mm.} \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [ $k_c$ ]:

$$\begin{aligned} &= \beta_{cS} * E_c * t_c^3 / (6 * (1 - \nu^2)) \\ &= 0.005 * .17116E+07 * 127.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\ &= 3113099264.0000 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [ $\Lambda_{cS}$ ]:

$$\begin{aligned} &= (6 * D_c * k_c) / h^3 * (1 + h * \beta_{cS} + (h * \beta_{cS})^2 / 2) \\ &= 6 * 980.000 * .31131E+10 / (159.000^3) * (1 + 159.000 * 0.005 + 0.297) \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= 9417263.0000 \text{ bars}$$

Determine Channel Coefficient [deltaC]:

$$\begin{aligned} &= D_c^2 / (4 * E_c * T_c) * (1 - \nu_s / 2) \\ &= 980.000^2 / (4 * .17116E+09 * 127.000) * (1 - 0.3 / 2) \\ &= 0.0920696184 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaC]:

$$\begin{aligned} &= \rho_{oc} * k_c * \beta_{tac} * \delta_{taC} (1 + h * \beta_{tac}) \\ &= 1.1225 * .31131E+10 * 0.0048 * 0.092070 (1 + 159.0000 * 0.0048) \\ &= 28168.1777 \text{ mm.}^2 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.5 Step 5:

Diameter ratio [K]:

$$= A / D_o = 1234.0000 / 873.0480 = 1.4134$$

Determine Coefficient [F]:

$$\begin{aligned} &= (1 - \nu^*) / E^* * (\lambda_{bdas} + \lambda_{bdac} + E * \ln(K)) \\ &= (1 - 0.32) / .64553E+08 * (95736.46 + .94173E+07 + \\ &= .17116E+09 * \ln(1.41)) \\ &= 10.6733 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.6 Step 6:

Moment Acting on Unperforated Tubesheet Rim [M\*]

$$\begin{aligned} &= M_{ts} + \Omega_{taC} * P_t - \Omega_{taS} * P_s \\ &= -0.2E+07 + .12298E+07 * 125.000 - 44793.266 * -1.000 \\ &= 1874012.2500 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.7 Step 7:

Maximum Bending Moment acting on Periphery of Tubesheet [Mp]:

$$\begin{aligned} &= ((M^*) - D_o^2 / 32 * F * (P_s - P_t)) / (1 + F) \\ &= ((.18740E+07) - 873.048^2 / 32 * 10.673 * (-1.00 - 125.00)) / (1 + 10.67) \\ &= 2904650.7500 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Center of Tubesheet [Mo]:

$$\begin{aligned} &= M_p + D_o^2 / 64 * (3 + \nu^*) (P_s - P_t) \\ &= .29047E+07 + 873.048^2 / 64 * (3 + 0.318) (-1.00 - 125.00) \\ &= -2074637.6250 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Tubesheet [M]:

$$\begin{aligned} &= \max(|M_p|, |M_o|) \\ &= \max(|.29047E+07|, |-2.0746E+07|) \\ &= 2904650.7500 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

**UHX-12.5.8 Results for Step 8:**

Tubesheet Bending Stress at Original Thickness:

$$\begin{aligned}
 &= 6 * M / ( (\mu *) * ( h - h_{g'} )^2 ) \\
 &= 6 * .29047E+07 / ( (0.3726 ) * ( 159.0000 - 0.0000 )^2 ) \\
 &= 185.0197 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

The Allowable Tubesheet Bending Stress [SigmaAll]:

$$= 2 * S = 2 * 101.30 = 202.59 \text{ N./mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress at Final Thickness [Sigma]:

$$\begin{aligned}
 &= 6 * M / ( (\mu *) * ( h - h_{g'} )^2 ) \\
 &= 6 * .29078E+07 / ( (0.3726 ) * ( 152.0305 - 0.0000 )^2 ) \\
 &= 202.5910 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Required Tubesheet Thickness, for Bending Stress [HreqB]:

$$= H + CATS + CATC = 152.0305 + 3.0000 + 3.0000 = 158.0305 \text{ mm.}$$

Required Tubesheet Thickness for Given Loadings (includes CA) [Hreq]:

$$= \text{Max}( H_{reqB}, H_{reqS} ) = \text{Max}( 158.0305 , 141.7652 ) = 158.0305 \text{ mm.}$$

**UHX-12.5.9 Step 9:**

Average Shear Stress at the Outer Edge of Perforated Region [Tau]:

$$\begin{aligned}
 &= 1 / (4 * \mu) * (D_o / h) * |P_s - P_t| \\
 &= 1 / (4 * 0.250) * (873.05 / 159.00) * |-1.00 - 125.00| = 69.20 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

**UHX-12.5.10 Results for Step 10:**

Note: For a given Shell thickness of: 12.000 mm.

Min. Shell len. adjacent to the tubesheet is: 187.684 mm.

Axial Shell Membrane Stress [Sigmasm]:

$$\begin{aligned}
 &= D_s^2 / (4 * t_s * (D_s + t_s)) * P_s \\
 &= 906.0000^2 / (4 * 12.0000 * (906.0000 + 12.0000)) * -1.000 \\
 &= -1.863 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Axial Shell Bending Stress [Sigmasb]:

$$\begin{aligned}
 &= 6 * k_s / t_s^2 * ( \beta S * P'_s + 6 * (1 - r_{nu}) / (E*) * \\
 &\quad D_o / h^3 * (1 + h * \beta S / 2) * (M_p + D_o^2 / 32 * (P_s - P_t)) ) \\
 &= 6 * 210917.61 / 12.000^2 * [ 0.017 * -0.01 + 6 * (1 - 0.318) / (.64553E+08 * \\
 &\quad 873.048 / 159.000^3 * (1 + 159.000 * 0.017 / 2) * (.29047E+07 + 873.048^2 / 32 * \\
 &\quad (-1.00 - 125.00)) ] \\
 &= -18.101 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Channel Membrane + Bending Stress [Sigmas]:

$$= |\text{Sigma}_{sm}| + |\text{Sigma}_{sb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_s)$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= 19.963 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 151.95 \text{)}$$

Note: For a given Channel thickness of: 127.000 mm.

Min. Channel len. adjacent to the tubesheet is: 635.020 mm.

Axial Channel Membrane Stress [Sigmamc]:

$$\begin{aligned} &= D_c^2 / (4 * t_c * (D_c + t_c)) * P_t \\ &= 980.0001^2 / (4 * 127.0000 * (980.0001 + 127.0000)) * 125.000 \\ &= 21.349 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Axial Channel Bending Stress [Sigmacb]:

$$\begin{aligned} &= 6 * k_c / t_c^2 * [ \text{Betac} * (\text{deltaC} * P_t) - 6 * (1 - \nu) / (E) * \\ &\quad D_o / h^3 * (1 + h * \text{Betac} / 2) * (M_p + D_o^2 / 32 * (P_s - P_t)) ] \\ &= 6 * .69987E+08 / 127.000^2 * [ 0.005 * 0.12 - 6 * (1 - 0.318) / .64553E+08 * \\ &\quad 873.048 / 159.000^3 * (1 + 159.000 * 0.005 / 2) * (.29047E+07 + 873.048^2 / 32 * \\ &\quad (-1.00 - 125.00)) ] \\ &= 87.223 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Channel Membrane + Bending Stress [Sigmac]:

$$\begin{aligned} &= |\text{Sigmamc}| + |\text{Sigmacb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_c) \\ &= 108.572 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 151.95) \end{aligned}$$

### Summary of Stress/Force comparisons

Stress Description	Actual	Allowable	Pass/Fail
Tubesheet bend. stress	185.0 <=	202.6 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Tubesheet shear stress	69.2 <=	81.0 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Stress in Shell at Tubesheet	20.0 <=	151.9 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Stress in Channel at Tubesheet	108.6 <=	151.9 N./mm <sup>2</sup>	Ok

### Summary of Thickness Comparisons

Thickness (mm.)	Required	Actual	P/F
Tubesheet Thickness :	158.030	165.000	Ok

### Detailed Tubesheet Results for load Case 2c (Ps+Fvt-Ca)

### Results for ASME U-tube Tubesheet Calculations for Configuration a.

Per Edition 2007, Original Thickness :

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Minimum Required Thickness for Shear [HreqS]:

$$\begin{aligned}
 &= 1/(4 * \mu) * (Do/(0.8 * S) * |Ps - Pt| + Cats + Catc) \\
 &= 1/(4 * 0.250) * (873.05 / (0.8 * 101.30) * |25.00 - -1.00| + 6.000) \\
 &= 34.0150 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.1 Step 1:

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Circle Diameter [Do]:

$$\begin{aligned}
 &= 2 * r_o + dt \\
 &= 2 * 428.5865 + 15.8750 = 873.048 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Determine the Basic Ligament Efficiency for Shear [ $\mu$ ]:

$$\begin{aligned}
 &= (p - dt) / p \\
 &= (21.166 - 15.875) / 21.166 = 0.250
 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.2 Step 2 :

Compute the Ratio [Rhos]:

$$\begin{aligned}
 &= D_s / D_o \text{ (Configurations a, b, c)} \\
 &= 906.0000 / 873.0480 = 1.0377
 \end{aligned}$$

Compute the Ratio [Rhoc]:

$$\begin{aligned}
 &= D_c / D_o \text{ (Configurations a, e, f)} \\
 &= 980.0001 / 873.0480 = 1.1225
 \end{aligned}$$

Moment on Tubesheet due to Pressures (Ps, Pt) [Mts]:

$$\begin{aligned}
 &= Do^2/16 * [(Rhos-1)*(Rhos^2+1)* Ps - (Rhoc-1) * (Rhoc^2+1) * Pt] \\
 &= 873.048^2/16 * [(1.038 - 1) * (1.038^2 + 1) * 25.000 - \\
 &\quad (1.123 - 1) * (1.123^2 + 1) * -1.000] \\
 &= 106548.7344 \text{ bars*mm.}^2
 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.3 Step 3, Determination of Effective Elastic Properties :

Compute the Ratio [rho]:

$$= l_{tx} / h = 165.0000 / 159.0000 = 1.0000 \text{ ( must be } 0 \leq \rho \leq 1 \text{ )}$$

Compute the Effective Tube Hole Diameter [d\*]:

$$\begin{aligned}
 &= \max( dt - 2tt * (Et/E) * (St/S) * (\rho), dt - 2tt) \\
 &= \max( 15.8750 - 2 * 1.4730 * (.16942E+09 / .17116E+09) * \\
 &\quad ( 73 / 101 ) * (1.000), 15.8750 - 2 * 1.4730 ) \\
 &= 13.7627 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Compute the Effective Tube Pitch [p\*]:

$$\begin{aligned}
 &= p / \sqrt{1 - 4 * \min( AL, 4 * Do * p ) / ( \pi * Do^2 )} \\
 &= 21.1660 / \sqrt{1 - 4 * \min( 413.17, 4 * 873.048 * 21.166 ) / ( 3.141 * 873.048^2 )} \\
 &= 21.9365 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Compute the Effective Ligament Efficiency for Bending [ $\mu^*$ ]:

$$= (p^* - d^*) / p^* = (21.9365 - 13.7627) / 21.9365 = 0.37261$$

Looking up  $E^*/E$  and  $\nu^*$  from Table UHX-11.2 using  $h/p = 7.51205$

$$E^*/E = 0.377154 ; \quad \nu^* = 0.318184 ; \quad E^* = 64552596. \text{ KPa.}$$

#### UHX-12.5.4 Step 4:

Compute Shell Coefficient [ $\beta_S$ ]:

$$\begin{aligned} &= ((12 * (1 - \nu_S^2))^0.25) / ((D_S + t_S) * t_S)^{1/2} \\ &= ((12 * (1 - 0.30^2))^0.25) / ((906.0000 + 12.0000) * 12.0000)^{1/2} \\ &= 0.0173 \text{ 1/mm.} \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [ $k_S$ ]:

$$\begin{aligned} &= \beta_S * E_S * t_S^3 / (6 * (1 - \nu_S^2)) \\ &= 0.017 * .17116E+07 * 12.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\ &= 9381868.0000 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [ $\Lambda_{BS}$ ]:

$$\begin{aligned} &= (6 * D_S * k_S) / h^3 * (1 + h * \beta_S + (h * \beta_S)^2 / 2) \\ &= 6 * 906.000 * .93819E+07 / 159.000^3 * (1 + 159.000 * 0.017 + 3.792) \\ &= 95736.4609 \text{ bars} \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [ $\delta_S$ ]:

$$\begin{aligned} &= D_S^2 / (4 * E_S * T_S) * (1 - \nu_S / 2) \\ &= 906.000^2 / (4 * .17116E+09 * 12.000) * (1 - 0.3 / 2) \\ &= 0.8328044415 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [ $\Omega_S$ ]:

$$\begin{aligned} &= \rho_{HS} * k_S * \beta_S * \delta_S (1 + h * \beta_S) \\ &= 1.0377 * .93819E+07 * 0.0173 * 0.832804 (1 + 159.0000 * 0.0173) \\ &= 5375.7627 \text{ mm.}^2 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [ $\beta_{cS}$ ]:

$$\begin{aligned} &= ((12 * (1 - \nu_{cS}^2))^0.25) / ((D_c + t_c) * t_c)^{0.5} \\ &= ((12 * (1 - 0.30^2))^0.25) / ((980.0001 + 127.0000) * 127.0000)^{0.5} \\ &= 0.0048 \text{ 1/mm.} \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [ $k_c$ ]:

$$\begin{aligned} &= \beta_{cS} * E_c * t_c^3 / (6 * (1 - \nu_{cS}^2)) \\ &= 0.005 * .17116E+07 * 127.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\ &= 3113099264.0000 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [ $\Lambda_{BC}$ ]:

$$\begin{aligned} &= (6 * D_c * k_c) / h^3 * (1 + h * \beta_{cS} + (h * \beta_{cS})^2 / 2) \\ &= 6 * 980.000 * .31131E+10 / (159.000^3) * (1 + 159.000 * 0.005 + 0.297) \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.





$$= 9417263.0000 \text{ bars}$$

Determine Channel Coefficient [deltaC]:

$$\begin{aligned} &= D_c^2 / (4 * E_c * T_c) * (1 - \nu_s / 2) \\ &= 980.000^2 / (4 * .17116E+09 * 127.000) * (1 - 0.3 / 2) \\ &= 0.0920696184 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaC]:

$$\begin{aligned} &= \rho_{oc} * k_c * \beta_{tac} * \delta_{taC} (1 + h * \beta_{tac}) \\ &= 1.1225 * .31131E+10 * 0.0048 * 0.092070 (1 + 159.0000 * 0.0048) \\ &= 28168.1777 \text{ mm.}^2 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.5 Step 5:

Diameter ratio [K]:

$$= A / D_o = 1234.0000 / 873.0480 = 1.4134$$

Determine Coefficient [F]:

$$\begin{aligned} &= (1 - \nu^*) / E^* * (\lambda_{bdas} + \lambda_{bdac} + E * \ln(K)) \\ &= (1 - 0.32) / .64553E+08 * (95736.46 + .94173E+07 + \\ &= .17116E+09 * \ln(1.41)) \\ &= 10.6733 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.6 Step 6:

Moment Acting on Unperforated Tubesheet Rim [M\*]

$$\begin{aligned} &= M_{ts} + \Omega_{taC} * P_t - \Omega_{taS} * P_s \\ &= 106548.734 + .12298E+07 * -1.000 - 44793.266 * 25.000 \\ &= -56013.5000 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.7 Step 7:

Maximum Bending Moment acting on Periphery of Tubesheet [Mp]:

$$\begin{aligned} &= ((M^*) - D_o^2 / 32 * F * (P_s - P_t)) / (1 + F) \\ &= ((-56013.50) - 873.048^2 / 32 * 10.673 * (25.00 - -1.00)) / (1 + 10.67) \\ &= -571043.9375 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Center of Tubesheet [Mo]:

$$\begin{aligned} &= M_p + D_o^2 / 64 * (3 + \nu^*) (P_s - P_t) \\ &= -571043.94 + 873.048^2 / 64 * (3 + 0.318) (25.00 - -1.00) \\ &= 456428.2500 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Tubesheet [M]:

$$\begin{aligned} &= \max(|M_p|, |M_o|) \\ &= \max(|-0.6E+06|, |456428.250|) \\ &= 571043.9375 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

**UHX-12.5.8 Results for Step 8:**

Tubesheet Bending Stress at Original Thickness:

$$\begin{aligned}
 &= 6 * M / ( (\mu *) * ( h - h_g' )^2 ) \\
 &= 6 * 571043 / ( ( 0.3726 ) * ( 159.0000 - 0.0000 )^2 ) \\
 &= 36.3742 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

The Allowable Tubesheet Bending Stress [SigmaAll]:

$$= 2 * S = 2 * 101.30 = 202.59 \text{ N./mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress at Final Thickness [Sigma]:

$$\begin{aligned}
 &= 6 * M / ( (\mu *) * ( h - h_g' )^2 ) \\
 &= 6 * 611628 / ( ( 0.3726 ) * ( 69.7624 - 0.0000 )^2 ) \\
 &= 202.3781 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Required Tubesheet Thickness, for Bending Stress [HreqB]:

$$= H + CATS + CATC = 69.7624 + 3.0000 + 3.0000 = 75.7624 \text{ mm.}$$

Required Tubesheet Thickness for Given Loadings (includes CA) [Hreq]:

$$= \text{Max}( HreqB, HreqS ) = \text{Max}( 75.7624, 34.0150 ) = 75.7624 \text{ mm.}$$

**UHX-12.5.9 Step 9:**

Average Shear Stress at the Outer Edge of Perforated Region [Tau]:

$$\begin{aligned}
 &= 1 / ( 4 * \mu ) * ( D_o / h ) * | P_s - P_t | \\
 &= 1 / ( 4 * 0.250 ) * ( 873.05 / 159.00 ) * | 25.00 - -1.00 | = 14.28 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

**UHX-12.5.10 Results for Step 10:**

Note: For a given Shell thickness of: 12.000 mm.

Min. Shell len. adjacent to the tubesheet is: 187.684 mm.

Axial Shell Membrane Stress [Sigmasm]:

$$\begin{aligned}
 &= D_s^2 / ( 4 * t_s * ( D_s + t_s ) ) * P_s \\
 &= 906.0000^2 / ( 4 * 12.0000 * ( 906.0000 + 12.0000 ) ) * 25.000 \\
 &= 46.573 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Axial Shell Bending Stress [Sigmasb]:

$$\begin{aligned}
 &= 6 * k_s / t_s^2 * ( \beta S * P's + 6 * ( 1 - r_{nu} ) / ( E * ) * \\
 &\quad D_o / h^3 * ( 1 + h * \beta S / 2 ) * ( M_p + D_o^2 / 32 * ( P_s - P_t ) ) ) \\
 &= 6 * 210917.61 / 12.000^2 * [ 0.017 * 0.21 + 6 * ( 1 - 0.318 ) / .64553E+08 * \\
 &\quad 873.048 / 159.000^3 * ( 1 + 159.000 * 0.017 / 2 ) * ( -571043.94 + 873.048^2 / 32 * \\
 &\quad ( 25.00 - -1.00 ) ) ] \\
 &= 149.928 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Channel Membrane + Bending Stress [Sigmas]:

$$= | \text{Sigma}_{sm} | + | \text{Sigma}_{sb} | \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_s \text{)}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= 196.501 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 151.95)$$

Note: For a given Channel thickness of: 127.000 mm.

Min. Channel len. adjacent to the tubesheet is: 635.020 mm.

Axial Channel Membrane Stress [Sigmacm]:

$$\begin{aligned} &= D_c^2 / (4 * t_c * (D_c + t_c)) * P_t \\ &= 980.0001^2 / (4 * 127.0000 * (980.0001 + 127.0000)) * -1.000 \\ &= -0.171 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Axial Channel Bending Stress [Sigmacb]:

$$\begin{aligned} &= 6 * k_c / t_c^2 * [ \text{Betac} * (\text{deltaC} * P_t) - 6 * (1 - \nu) / (E) * \\ &\quad D_o / h^3 * (1 + h * \text{Betac} / 2) * (M_p + D_o^2 / 32 * (P_s - P_t)) ] \\ &= 6 * .69987\text{E}+08 / 127.000^2 * [ 0.005 * 0.00 - 6 * (1 - 0.318) / .64553\text{E}+08 * \\ &\quad 873.048 / 159.000^3 * (1 + 159.000 * 0.005 / 2) * (-571043.94 + 873.048^2 / 32 * \\ &\quad (25.00 - -1.00)) ] \\ &= -11.184 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Channel Membrane + Bending Stress [Sigmac]:

$$\begin{aligned} &= |\text{Sigmacm}| + |\text{Sigmacb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_c) \\ &= 11.355 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 151.95) \end{aligned}$$

Step 11, The Cylinder-to-Tubesheet Junction is Overstressed.

Performing a simplified Elastic-Plastic calculation

(option 3) to reduce the overstress condition.

Modify Es and/or Ec and Recompute from Step 4 onwards.

$$\begin{aligned} E_s &= E_s * (1.5 * S_s / \text{Sigmas})^{1/2} \\ &= .17116\text{E}+09 * (1.5 * 101.30 / 196)^{1/2} \\ E_s &= 150506656.0 \text{ KPa.} \end{aligned}$$

Tubesheet Bending Stress at Original Thk., after Elas-Plas iteration:

$$\begin{aligned} &= 6 * M / ((\mu) * (h - h'g)^2) \\ &= 6 * 570993 / ((0.3726) * (159.0000 - 0.0000)^2) \\ &= 36.3710 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 202.59) \end{aligned}$$

Note: Tubesheet is Not overstressed after Elas-Plastic iteration

the design is acceptable. Recomputing tubesheet required thickness.

Required Tubesheet Thk., for Bending Stress after Elas-Plas iteration [HreqB]:

$$= H + \text{CATS} + \text{CATC} = 69.7624 + 3.0000 + 3.0000 = 75.7624 \text{ mm.}$$

Required Tubesheet Thk. after Elas-Plas iteration (includes CA) [Hreq]:

$$= \text{Max}(H_{reqB}, H_{reqS}) = \text{Max}(75.7624, 34.0150) = 75.7624 \text{ mm.}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



### Summary of Stress/Force comparisons

Stress Description	Actual		Allowable	Pass/Fail
Tubesheet bend. stress	36.4	<=	202.6 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Tubesheet shear stress	14.3	<=	81.0 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Stress in Shell at Tubesheet	196.5	<=	362.2 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Stress in Channel at Tubesheet	11.4	<=	151.9 N./mm <sup>2</sup>	Ok

### Summary of Thickness Comparisons

Thickness (mm.)	Required	Actual	P/F
Tubesheet Thickness :	75.762	165.000	Ok

### Detailed Tubesheet Results for load Case 3c (Ps+Pt-Ca)

#### Results for ASME U-tube Tubesheet Calculations for Configuration a,

Per Edition 2007, Original Thickness :

Minimum Required Thickness for Shear [HreqS]:

$$\begin{aligned}
 &= 1/(4 * \mu) * (D_o/(0.8 * S) * |P_s - P_t| + C_{ats} + C_{atc}) \\
 &= 1/(4 * 0.250) * (873.05/(0.8 * 101.30) * |25.00 - 125.00| + 6.000) \\
 &= 113.7501 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.1 Step 1:

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Circle Diameter [Do]:

$$\begin{aligned}
 &= 2 * r_o + d_t \\
 &= 2 * 428.5865 + 15.8750 = 873.048 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Determine the Basic Ligament Efficiency for Shear [ $\mu$ ]:

$$\begin{aligned}
 &= (p - d_t) / p \\
 &= (21.166 - 15.875) / 21.166 = 0.250
 \end{aligned}$$

#### UHX-12.5.2 Step 2 :

Compute the Ratio [Rhos]:

$$\begin{aligned}
 &= D_s / D_o \text{ (Configurations a, b, c)} \\
 &= 906.0000 / 873.0480 = 1.0377
 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Compute the Ratio [Rhoc]:

$$= D_c / D_o \text{ (Configurations a, e, f)}$$

$$= 980.0001 / 873.0480 = 1.1225$$

Moment on Tubesheet due to Pressures (Ps, Pt) [Mts]:

$$= D_o^2 / 16 * [(R_{hos}-1)*(R_{hos}^2+1)* P_s - (R_{hoc}-1) * (R_{hoc}^2+1) * P_t]$$

$$= 873.048^2 / 16 * [(1.038 - 1) * (1.038^2 + 1) * 25.000 -$$

$$(1.123 - 1) * (1.123^2 + 1) * 125.000]$$

$$= -1555291.6250 \text{ bars*mm.}^2$$

### UHX-12.5.3 Step 3, Determination of Effective Elastic Properties :

Compute the Ratio [rho]:

$$= l_{tx} / h = 165.0000 / 159.0000 = 1.0000 \text{ ( must be } 0 \leq \rho \leq 1 \text{ )}$$

Compute the Effective Tube Hole Diameter [d\*]:

$$= \max( d_t - 2t_t * (E_t/E) * (S_t/S) * (\rho), d_t - 2t_t)$$

$$= \max( 15.8750 - 2 * 1.4730 * (.16942E+09 / .17116E+09) *$$

$$(73 / 101) * (1.000), 15.8750 - 2 * 1.4730 )$$

$$= 13.7627 \text{ mm.}$$

Compute the Effective Tube Pitch [p\*]:

$$= p / \sqrt{1 - 4 * \min( A_L, 4 * D_o * p ) / ( \pi * D_o^2 )}$$

$$= 21.1660 / \sqrt{1 - 4 * \min( 413.17, 4 * 873.048 * 21.166 ) / ( 3.141 * 873.048^2 )}$$

$$= 21.9365 \text{ mm.}$$

Compute the Effective Ligament Efficiency for Bending [mu\*]:

$$= (p^* - d^*) / p^* = (21.9365 - 13.7627) / 21.9365 = 0.37261$$

Looking up E\*/E and nu\* from Table UHX-11.2 using h/p = 7.51205

$$E^*/E = 0.377154 ; \quad \nu^* = 0.318184 ; \quad E^* = 64552596. \text{ KPa.}$$

### UHX-12.5.4 Step 4:

Compute Shell Coefficient [betaS]:

$$= ((12 * (1 - \nu_{us}^2))^{0.25} / ((D_s + t_s) * t_s)^{1/2})$$

$$= ((12 * (1 - 0.30^2))^{0.25} / ((906.0000 + 12.0000) * 12.0000)^{1/2})$$

$$= 0.0173 \text{ 1/mm.}$$

Determine Shell Coefficient [ks]:

$$= \beta_{sS} * E_s * t_s^3 / (6 * (1 - \nu_{us}^2))$$

$$= 0.017 * .17116E+07 * 12.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2))$$

$$= 9381868.0000 \text{ bars*mm.}^2$$

Determine Shell Coefficient [Lambdas]:

$$= (6 * D_s * k_s) / h^3 * (1 + h * \beta_{sS} + (h * \beta_{sS})^2 / 2)$$

$$= 6 * 906.000 * .93819E+07 / 159.000^3 * (1 + 159.000 * 0.017 + 3.792)$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



$$= 95736.4609 \text{ bars}$$

Determine Shell Coefficient [deltaS]:

$$\begin{aligned} &= D_s^2 / (4 * E_s * T_s) * (1 - \nu_s / 2) \\ &= 906.000^2 / (4 * .17116E+09 * 12.000) * (1 - 0.3 / 2) \\ &= 0.8328044415 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaS]:

$$\begin{aligned} &= \rho_{hs} * k_s * \beta_{sA} * \delta_{sA} (1 + h * \beta_{sA}) \\ &= 1.0377 * .93819E+07 * 0.0173 * 0.832804 (1 + 159.0000 * 0.0173) \\ &= 5375.7627 \text{ mm.}^2 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [betac]:

$$\begin{aligned} &= ((12 * (1 - \nu_c^2))^{0.25} / ((D_c + t_c) * t_c)^{0.5}) \\ &= ((12 * (1 - 0.30^2))^{0.25} / ((980.0001 + 127.0000) * 127.0000)^{0.5}) \\ &= 0.0048 \text{ 1/mm.} \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [kc]:

$$\begin{aligned} &= \beta_{cA} * E_c * t_c^3 / (6 * (1 - \nu_{cs}^2)) \\ &= 0.005 * .17116E+07 * 127.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\ &= 3113099264.0000 \text{ bars*mm.}^2 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [Lambdac]:

$$\begin{aligned} &= (6 * D_c * k_c) / h^3 * (1 + h * \beta_{cA} + (h * \beta_{cA})^2 / 2) \\ &= 6 * 980.000 * .31131E+10 / (159.000^3) * (1 + 159.000 * 0.005 + 0.297) \\ &= 9417263.0000 \text{ bars} \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [deltaC]:

$$\begin{aligned} &= D_c^2 / (4 * E_c * T_c) * (1 - \nu_s / 2) \\ &= 980.000^2 / (4 * .17116E+09 * 127.000) * (1 - 0.3 / 2) \\ &= 0.0920696184 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaC]:

$$\begin{aligned} &= \rho_{hc} * k_c * \beta_{cA} * \delta_{cA} (1 + h * \beta_{cA}) \\ &= 1.1225 * .31131E+10 * 0.0048 * 0.092070 (1 + 159.0000 * 0.0048) \\ &= 28168.1777 \text{ mm.}^2 \end{aligned}$$

### UHX-12.5.5 Step 5:

Diameter ratio [K]:

$$= A / D_o = 1234.0000 / 873.0480 = 1.4134$$

Determine Coefficient [F]:

$$\begin{aligned} &= (1 - \nu^*) / E^* * (\Lambda_{bds} + \Lambda_{bdac} + E * \ln(K)) \\ &= (1 - 0.32) / .64553E+08 * (95736.46 + .94173E+07 + \\ &= .17116E+09 * \ln(1.41)) \\ &= 10.6733 \end{aligned}$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.

**UHX-12.5.6 Step 6:**

Moment Acting on Unperforated Tubesheet Rim [M\*]

$$\begin{aligned}
 &= M_{ts} + \Omega_C * P_t - \Omega_S * P_s \\
 &= -0.2E+07 + .12298E+07 * 125.000 - 44793.266 * 25.000 \\
 &= 1831336.3750 \text{ bars*mm.}^2
 \end{aligned}$$

**UHX-12.5.7 Step 7:**

Maximum Bending Moment acting on Periphery of Tubesheet [Mp]:

$$\begin{aligned}
 &= ((M^*) - D_o^2/32 * F * (P_s - P_t)) / (1 + F) \\
 &= ((.18313E+07) - 873.048^2/32 * 10.673 * (25.00 - 125.00)) / (1 + 10.67) \\
 &= 2334749.5000 \text{ bars*mm.}^2
 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Center of Tubesheet [Mo]:

$$\begin{aligned}
 &= M_p + D_o^2/64 * (3 + \nu)(P_s - P_t) \\
 &= .23347E+07 + 873.048^2/64 * (3 + 0.318)(25.00 - 125.00) \\
 &= -1617066.6250 \text{ bars*mm.}^2
 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Tubesheet [M]:

$$\begin{aligned}
 &= \text{Max}(|M_p|, |M_o|) \\
 &= \text{Max}(|.23347E+07|, |-0.2E+07|) \\
 &= 2334749.5000 \text{ bars*mm.}^2
 \end{aligned}$$

**UHX-12.5.8 Results for Step 8:**

Tubesheet Bending Stress at Original Thickness:

$$\begin{aligned}
 &= 6 * M / (\mu * (h - h_g')^2) \\
 &= 6 * .23347E+07 / (0.3726 * (159.0000 - 0.0000)^2) \\
 &= 148.7183 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

The Allowable Tubesheet Bending Stress [SigmaAll]:

$$= 2 * S = 2 * 101.30 = 202.59 \text{ N./mm}^2$$

Tubesheet Bending Stress at Final Thickness [Sigma]:

$$\begin{aligned}
 &= 6 * M / (\mu * (h - h_g')^2) \\
 &= 6 * .23350E+07 / (0.3726 * (136.2360 - 0.0000)^2) \\
 &= 202.5938 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Required Tubesheet Thickness, for Bending Stress [HreqB]:

$$= H + CATS + CATC = 136.2360 + 3.0000 + 3.0000 = 142.2360 \text{ mm.}$$

Required Tubesheet Thickness for Given Loadings (includes CA) [Hreq]:

$$= \text{Max}(H_{reqB}, H_{reqS}) = \text{Max}(142.2360, 113.7501) = 142.2360 \text{ mm.}$$

**UHX-12.5.9 Step 9:**

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Average Shear Stress at the Outer Edge of Perforated Region [Tau]:

$$= 1/(4 * \mu) * (D_o/h) * |P_s - P_t|$$

$$= 1/(4 * 0.250) * (873.05 / 159.00) * |25.00 - 125.00| = 54.92 \text{ N./mm}^2$$

#### UHX-12.5.10 Results for Step 10:

Note: For a given Shell thickness of: 12.000 mm.

Min. Shell len. adjacent to the tubesheet is: 187.684 mm.

Axial Shell Membrane Stress [Sigmasm]:

$$= D_s^2 / (4 * t_s * (D_s + t_s)) * P_s$$

$$= 906.0000^2 / (4 * 12.0000 * (906.0000 + 12.0000)) * 25.000$$

$$= 46.573 \text{ N./mm}^2$$

Axial Shell Bending Stress [Sigmasb]:

$$= 6 * k_s / t_s^2 * (\beta_s * P_s + 6 * (1 - \nu_s) / (E_s) * D_o / h^3 * (1 + h * \beta_s / 2) * (M_p + D_o^2 / 32 * (P_s - P_t)))$$

$$= 6 * 210917.61 / 12.000^2 * [ 0.017 * 0.21 + 6 * (1 - 0.318) / .64553E+08 * 873.048 / 159.000^3 * (1 + 159.000 * 0.017 / 2) * (.23347E+07 + 873.048^2 / 32 * (25.00 - 125.00)) ]$$

$$= 137.724 \text{ N./mm}^2$$

Channel Membrane + Bending Stress [Sigmas]:

$$= |\sigma_{sm}| + |\sigma_{sb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_s)$$

$$= 184.297 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 151.95)$$

Note: For a given Channel thickness of: 127.000 mm.

Min. Channel len. adjacent to the tubesheet is: 635.020 mm.

Axial Channel Membrane Stress [Sigmacm]:

$$= D_c^2 / (4 * t_c * (D_c + t_c)) * P_t$$

$$= 980.0001^2 / (4 * 127.0000 * (980.0001 + 127.0000)) * 125.000$$

$$= 21.349 \text{ N./mm}^2$$

Axial Channel Bending Stress [Sigmacb]:

$$= 6 * k_c / t_c^2 * [\beta_c * (\Delta C * P_t) - 6 * (1 - \nu_c) / (E_c) * D_o / h^3 * (1 + h * \beta_c / 2) * (M_p + D_o^2 / 32 * (P_s - P_t))]$$

$$= 6 * .69987E+08 / 127.000^2 * [ 0.005 * 0.12 - 6 * (1 - 0.318) / .64553E+08 * 873.048 / 159.000^3 * (1 + 159.000 * 0.005 / 2) * (.23347E+07 + 873.048^2 / 32 * (25.00 - 125.00)) ]$$

$$= 76.313 \text{ N./mm}^2$$

Channel Membrane + Bending Stress [Sigmac]:

$$= |\sigma_{cm}| + |\sigma_{cb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_c)$$

$$= 97.662 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 151.95)$$





-----

Step 11, The Cylinder-to-Tubesheet Juncture is Overstressed.

Performing a simplified Elastic-Plastic calculation  
(option 3 ) to reduce the overstress condition.

Modify Es and/or Ec and Recompute from Step 4 onwards.

-----

$$E_s = E_s * ( 1.5 * S_s / \sigma_{max} )^{1/2}$$

$$= .17116E+09 * ( 1.5 * 101.30 / 184 )^{1/2}$$

$$E_s = 155410048.0 \text{ KPa.}$$

Tubesheet Bending Stress at Original Thk., after Elas-Plas iteration:

$$= 6 * M / ( (\mu^*) * ( h - h'g )^2 )$$

$$= 6 * .23347E+07 / ( (0.3726 ) * ( 159.0000 - 0.0000 )^2 )$$

$$= 148.7159 \text{ N./mm}^2 \text{ (Should be } \leq 202.59)$$

Note: Tubesheet is Not overstressed after Elas-Plastic iteration  
the design is acceptable. Recomputing tubesheet required thickness.

Required Tubesheet Thk., for Bending Stress after Elas-Plas iteration [HreqB]:

$$= H + CATS + CATC = 136.2360 + 3.0000 + 3.0000 = 142.2360 \text{ mm.}$$

Required Tubesheet Thk. after Elas-Plas iteration (includes CA) [Hreq]:

$$= \text{Max}( HreqB, HreqS ) = \text{Max}( 142.2360 , 113.7501 ) = 142.2360 \text{ mm.}$$

### Summary of Stress/Force comparisons

Stress Description	Actual		Allowable	Pass/Fail
Tubesheet bend. stress	148.7	<=	202.6 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Tubesheet shear stress	54.9	<=	81.0 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Stress in Shell at Tubesheet	184.3	<=	362.2 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Stress in Channel at Tubesheet	97.7	<=	151.9 N./mm <sup>2</sup>	Ok

### Summary of Thickness Comparisons

Thickness (mm.)	Required	Actual	P/F
Tubesheet Thickness :	142.236	165.000	Ok

### U-Tube Tubesheet results per ASME UHX-12 2007

#### Results for 6 Load Cases:

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



--Reqd. Thk. + CA			----- Tubesheet		Stresses		Case	Pass/
Case#	Tbsht	Extnsn	Bend	Allwd	Shear	Allwd	Type	Fail
-----								
1uc	152.360	-	173	203	67	81	Fvs+Pt	Ok
2uc	69.800	-	34	203	14	81	Ps+Fvt	Ok
3uc	136.526	-	139	203	53	81	Ps+Pt	Ok
1c	158.030	-	185	203	69	81	Fvs+Pt-Ca	Ok
2c	75.762	-	36	203	14	81	Ps+Fvt-Ca	Ok
3c	142.236	-	149	203	55	81	Ps+Pt-Ca	Ok
-----								
Max:	158.0305	0.000	mm.	0.913		0.854	(Str. Ratio)	

#### Load Case Definitions:

Fvs,Fvt - User-defined Shell-side and Tube-side vacuum pressures or 0.0.

Ps, Pt - Shell-side and Tube-side Design Pressures.

Ca - With or Without Corrosion Allowance.

#### Shell and Channel Stress Summary:

-- Integral Cyl. Reqd. Thk.		Shell		Stress		Channel		Pass
Case#	Shell	Channel	Stress	Allwd	Stress	Allwd	Fail	
1uc	-	-	16	152	101	152	Ok	
2uc	-	-	156	362	10	152	Ok	
3uc	-	-	146	152	92	152	Ok	
1c	-	-	20	152	109	152	Ok	
2c	-	-	197	362	11	152	Ok	
3c	-	-	184	362	98	152	Ok	
-----								
Max	0.000	0.00		0.962		0.715		

#### Summary of Thickness Comparisons

Thickness (mm.)		Required	Actual	P/F
Tubesheet Thickness :		158.030	165.000	Ok
Tube Thickness :		1.275	1.473	Ok
-----				

Given Shell Thickness: 15.0000 mm.

Given Channel Thickness: 130.0000 mm.

Min Shell length of thk, (15.000) adj. to tubesheet: 209.141 mm.

Min Channel length of thk, (130.000) adj. to tubesheet: 640.507 mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.


**Tubesheet MAWP used to Compute Hydrotest Pressure:**

Stress / Force Condition	Tubeside (0 shellside)		Shellside (0 tubeside)	
	MAWP	Stress Rat.	MAWP	Stress Rat.
Tubesheet Bending Stress	137.90	1.000	145.09	1.000
Tubesheet Shear Stress	147.55	1.000	147.55	1.000
Tubesheet-Shell Junction	147.55	0.094	46.10	1.000
Tubesheet-Channel Junction	147.55	0.840	46.10	0.318
Tube Pressure Stress	147.07	1.000	79.92	1.000
Minimum MAWP	137.90		46.10	

**Tubesheet MAPnc used to Compute Hydrotest Pressure:**

Stress / Force Condition	Tubeside (0 shellside)		Shellside (0 tubeside)	
	MAPnc	Stress Rat.	MAPnc	Stress Rat.
Tubesheet Bending Stress	197.13	1.000	207.27	1.000
Tubesheet Shear Stress	208.46	1.000	208.46	1.000
Tubesheet-Shell Junction	208.46	0.082	83.78	1.000
Tubesheet-Channel Junction	208.46	0.815	83.78	0.404
Tube Pressure Stress	185.19	1.000	118.55	1.000
Minimum MAPnc	185.19		83.78	

PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software



### **Summary for shell/head, Div 1:**

Description	MAPNC bars	MAWP bars	Min. T mm.	Tr-int mm.	Tr-ext mm.	EMAWP bars
Shell	45.063	26.412	15.000	14.349	10.984	2.773
Channel	317.274	227.198	130.000	68.305	7.187	126.397
Shell Head	45.811	26.761	15.000	14.208	5.624	8.508
Minimum MAWP	45.063	26.412				2.773

Note: Req'd. thk. reported above includes Corrosion Allowance.

Total Shell/Head weight is (New-Cold)	7351.1 Kgf
Total Shell/Head weight is (Corroded)	6641.9 Kgf
Total Shell/Head weight, filled with Water (New)	14063.3 Kgf
Total Shell/Head volume is (New-Cold)	6715085312.0 mm.**3
Total Shell/Head volume is (Corroded)	6804651008.0 mm.**3

### **Summary for Nozzles :**

Description	MAWP bars	FLG. MAWP	EXT. P CHECK	MAWPNC	UG-45 CHECK	WLD CHECK	
Tub Steam In	134.88	---	OK	186.89	OK	OK	90°
Shll(Thr)In&out	25.12	---	OK	43.44	OK	OK	90°
Min. Press.	25.12	---		43.44			

### **Flange Results Summary for Item 10 : Channel cover**

**Flange Type:** Blind **Analyze Option:** Analysis Only

Design Pressure : 125.00 bars

Flange Diameters	id: 0.000	od: 1234.000 mm.
Gasket Diameters	id: 974.000	od: 1004.000 mm.
Gasket Factors	m: 3.000	y: 68.948 N./mm <sup>2</sup>

Flange has 26 Bolts 63.500 mm. at BCD 1104.000 mm.

	Operating	Seating
MAWP	129.770	129.770

Note: The Flange passed, for the Internal Pressure.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Flange MDMT	14.61	C
The finished weight of the flange	2131.955	Kgf
The unfinished weight of the flange	2131.955	Kgf

#### **ASME Tube Sheet Results for Item 4 : Tubesheet**

#### **U-Tube Tubesheet results per ASME UHX-12 2007**

##### **Results for 8 Load Cases:**

Case#	--Reqd. Thk. + CA		----- Tubesheet		Stresses		Case Type	Pass/Fail
	Tbsht	Extnsn	Bend	Allwd	Shear	Allwd		
1uc	152.360	-	173	203	67	81	Fvs+Pt	Ok
2uc	69.800	-	34	203	14	81	Ps+Fvt	Ok
3uc	136.526	-	139	203	53	81	Ps+Pt	Ok
8uc	0.000	-	0	0	-	-	Fvs+Fvt	Ok
1c	158.030	-	185	203	69	81	Fvs+Pt-Ca	Ok
2c	75.762	-	36	203	14	81	Ps+Fvt-Ca	Ok
3c	142.236	-	149	203	55	81	Ps+Pt-Ca	Ok
8c	0.000	-	0	0	-	-	Fvs+Fvt-Ca	Ok
-----								
Max:	158.0305	0.000	mm.	0.913		0.854	(Str. Ratio)	

##### **Load Case Definitions:**

Fvs,Fvt - User-defined Shell-side and Tube-side vacuum pressures or 0.0.

Ps, Pt - Shell-side and Tube-side Design Pressures.

Ca - With or Without Corrosion Allowance.

#### **Shell and Channel Stress Summary:**

Case#	-- Integral Cyl. Req'd. Thk.		Shell Stress		Channel Stress		Pass/Fail
	Shell	Channel	Stress	Allwd	Stress	Allwd	
1uc	-	-	16	152	101	152	Ok
2uc	-	-	156	362	10	152	Ok
3uc	-	-	146	152	92	152	Ok
8uc	-	-	-	-	-	-	Ok
1c	-	-	20	152	109	152	Ok
2c	-	-	197	362	11	152	Ok
3c	-	-	184	362	98	152	Ok
8c	-	-	-	-	-	-	Ok
-----							
Max	0.000	0.00		0.962		0.715	

#### **Summary of Thickness Comparisons**

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50 MWe DE POTENCIA.



Thickness (mm.)	Required	Actual	P/F
-----	-----	-----	-----
Tubesheet Thickness :	158.030	165.000	Ok
Tube Thickness :	1.275	1.473	Ok
-----	-----	-----	-----

Given Shell Thickness: 15.0000 mm.

Given Channel Thickness: 130.0000 mm.

Min Shell length of thk, (15.000) adj. to tubesheet: 209.141 mm.

Min Channel length of thk, (130.000) adj. to tubesheet: 640.507 mm.

#### Least MAWP and Overall Weight Results :

The Least MAWP (N C) for Shell was 45.06 bars .

The Least MAWP (Cor) for Shll(Thr)In&out was 25.12 bars .

The total sum of the Weights ( N C ) was 9483.09 Kgf .

The total sum of the Weights ( Cor ) was 8773.89 Kgf .

**PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software**





## Tabla de Contenidos – Resumen Cálculos Mecánicos EVAPORADOR KETTLE

Vessel Results	Summary .....	2
----------------	---------------	---



### Summary for shell/head, Div 1:

Description	MAPNC bars	MAWP bars	Min. T mm.	Tr-int mm.	Tr-ext mm.	EMAWP bars
Shell	139.177	126.547	130.000	128.351	19.415	46.187
Channel	41.335	26.675	25.000	23.598	7.381	12.154
Shell Head	146.574	133.103	130.000	122.193	10.404	43.505
tube	270.447	214.743	2.080	0.267	1.925	142.574
Shell minor	199.266	180.930	125.000	84.948	7.026	88.796
Minimum MAWP	41.335	26.675				12.154

Note: Req'd. thk. reported above includes Corrosion Allowance.

Total Shell/Head weight is (New-Cold)	107453.9 Kgf
Total Shell/Head weight is (Corroded)	105004.1 Kgf
Total Shell/Head weight, filled with Water (New)	166040.5 Kgf
Total Shell/Head volume is (New-Cold)	58611900416.0 mm.**3
Total Shell/Head volume is (Corroded)	58915110912.0 mm.**3

### Summary for Nozzles :

Description	MAWP bars	FLG. MAWP	EXT. P CHECK	MAWPNC	UG-45 CHECK	WLD CHECK	
Shell vapor Out	121.21	---	OK	168.93	OK	OK	90°
Tub Thermin&out	26.67	---	OK	41.33	OK	OK	90°
ShellAgua IN	121.48	---	OK	168.93	OK	OK	90°
Min. Press.	26.67	---		41.33			

### Conical Results Summary for Item 5 : Cono

#### SUMMARY of INT. PRESSURE RESULTS:

	Small Cyl	Cone	Large Cyl
Required Thickness plus CA	81.4759	126.2720	123.0394 mm.
Actual Given Thickness	125.0000	140.0000	130.0000 mm.
Max. All. Working Pressure	180.93	132.54	126.55 bars
Design Pressure as Given	120.00	120.00	120.00 bars

#### SUMMARY of EXT. PRESSURE RESULTS:

	Small Cyl	Cone	Large Cyl
Req'd. Thickness + CA	7.4257	10.4487	10.1819 mm.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50MWe DE POTENCIA.



Actual Given Thickness	125.0000	140.0000	130.0000	mm.
Max. All. Working Pressure	88.80	65.63	63.12	bars
Design Pressure as Given	1.03	1.03	1.03	bars

Diameter [ Small End ] [ Large End ]      1580.00   2420.00 mm.

Small End Weight [ New/Cold ], [ Corr ]	4195.97	4102.47	Kgf
Large End Weight [ New/Cold ], [ Corr ]	12237.23	11968.89	Kgf
Cone Weight [ New/Cold ], [ Corr ]	13652.02	13378.67	Kgf

Small End Int. Volume [ New/Cold ], [ Corr ]	0.16E+10	0.16E+10	mm. <sup>3</sup>
Large End Int. Volume [ New/Cold ], [ Corr ]	0.69E+10	0.69E+10	mm. <sup>3</sup>
Cone Int. Volume [ New/Cold ], [ Corr ]	0.57E+10	0.58E+10	mm. <sup>3</sup>

### **Flange Results Summary for Item 8 : Channel Flange**

**Flange Type: Integral Weld Neck    Analyze Option: Analysis Only**

Design Pressure : 25.00 bars

Flange Diameters	id: 1638.000	od: 1920.000 mm.
Gasket Diameters	id: 1638.000	od: 1688.000 mm.
Gasket Factors	m: 3.000	y: 68.950 N./mm <sup>2</sup>

Flange has 48 Bolts 38.100 mm. at BCD 1840.000 mm.

	Operating	Seating
MAWP	26.253	30.394
Rigidity Index	0.878	0.892

Note: The Flange passed, for the Internal Pressure.

Flange MDMT	-6.78	C
The finished weight of the flange	977.522	Kgf
The unfinished weight of the flange	1435.300	Kgf

### **Flange Results Summary for Item 9 : Channel cover**

**Flange Type: Blind    Analyze Option: Analysis Only**

Design Pressure : 25.00 bars

Flange Diameters	id: 0.000	od: 1920.000 mm.
Gasket Diameters	id: 1638.000	od: 1688.000 mm.
Gasket Factors	m: 3.000	y: 68.950 N./mm <sup>2</sup>

Flange has 48 Bolts 38.100 mm. at BCD 1840.000 mm.

Operating	Seating
-----------	---------

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50MWe DE POTENCIA.

MAWP 26.258 26.841

Note: The Flange passed, for the Internal Pressure.

Flange MDMT 7.07 C

The finished weight of the flange 3814.795 Kgf

The unfinished weight of the flange 3814.795 Kgf

### ASME Tube Sheet Results for Item 11 : tubesheet

#### U-Tube Tubesheet results per ASME UHX-12 2007

##### Results for 8 Load Cases:

Case#	--Reqd. Thk. + CA		----- Tubesheet Stresses				Case Type	Pass/Fail
	Tbsht	Extnsn	Bend	Allwd	Shear	Allwd		
1uc	114.198	-	39	203	16	81	Fvs+Pt	Ok
2uc	243.829	-	193	203	78	81	Ps+Fvt	Ok
3uc	221.719	-	159	203	62	81	Ps+Pt	Ok
8uc	0.000	-	0	0	-	-	Fvs+Fvt	Ok
1c	119.951	-	41	203	16	81	Fvs+Pt-Ca	Ok
2c	248.649	-	199	203	79	81	Ps+Fvt-Ca	Ok
3c	226.782	-	165	203	63	81	Ps+Pt-Ca	Ok
8c	0.000	-	0	0	-	-	Fvs+Fvt-Ca	Ok
-----								
Max:	248.6491	0.000 mm.		0.980		0.981	(Str. Ratio)	

##### Load Case Definitions:

Fvs,Fvt - User-defined Shell-side and Tube-side vacuum pressures or 0.0.

Ps, Pt - Shell-side and Tube-side Design Pressures.

Ca - With or Without Corrosion Allowance.

#### Shell and Channel Stress Summary:

Case#	-- Integral Cyl. Reqd. Thk.		Shell Stress	Stress Allwd	Channel Stress	Stress Allwd	Pass/Fail
	Shell	Channel					
1uc	-	-	32	193	184	362	Ok
2uc	-	-	218	386	49	152	Ok
3uc	-	-	187	193	142	152	Ok
8uc	-	-	-	-	-	-	Ok
1c	-	-	35	193	209	362	Ok
2c	-	-	231	386	54	152	Ok
3c	-	-	197	386	163	362	Ok
8c	-	-	-	-	-	-	Ok
-----							

## Summary of Thickness Comparisons

ANEXO C: Resultados cálculos mecánicos. – INTERCAMBIADOR EVAPORADOR KETTLE Página 368 de 374





## Tabla de Contenidos – Resumen Cálculos Mecánicos Precalentador

Vessel Results	Summary.....	2
----------------	--------------	---



### **Summary for shell/head, Div 1:**

Description	MAPNC bars	MAWP bars	Min. T mm.	Tr-int mm.	Tr-ext mm.	EMAWP bars
Shell	49.840	37.039	15.000	11.053	10.825	3.655
Channel	331.028	236.624	122.000	61.374	5.808	134.052
Shell Head	45.310	33.571	15.000	11.930	5.596	9.294
Minimum MAWP	45.310	33.571				3.655

Note: Req'd. thk. reported above includes Corrosion Allowance.

Total Shell/Head weight is (New-Cold) 5203.1 Kgf  
 Total Shell/Head weight is (Corroded) 4446.1 Kgf  
 Total Shell/Head weight, filled with Water (New) 11630.7 Kgf  
 Total Shell/Head volume is (New-Cold) 6430333440.0 mm.\*\*3  
 Total Shell/Head volume is (Corroded) 6525906944.0 mm.\*\*3

### **Summary for Nozzles :**

Description	MAWP bars	FLG. MAWP	EXT. P CHECK	MAWPNC	UG-45 CHECK	WLD CHECK	
Shell(T)in&out	32.39	---	OK	45.81	OK	OK	90°
Tub(wat)in&out	136.22	---	OK	188.09	OK	OK	90°
Min. Press.	32.39	---		45.81			

### **Flange Results Summary for Item 5 : Cover**

**Flange Type:** Blind **Analyze Option:** Analysis Only

Design Pressure : 125.00 bars

Flange Diameters id: 0.000 od: 1114.000 mm.  
 Gasket Diameters id: 870.000 od: 900.000 mm.  
 Gasket Factors m: 3.000 y: 68.950 N./mm<sup>2</sup>

Flange has 22 Bolts 63.500 mm. at BCD 992.000 mm.

	Operating	Seating
MAWP	129.713	134.824

Note: The Flange passed, for the Internal Pressure.

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARACA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50MW<sub>e</sub> DE POTENCIA.



Flange MDMT	10.14	C
The finished weight of the flange	1548.617	Kgf
The unfinished weight of the flange	1548.617	Kgf

### **ASME Tube Sheet Results for Item 4 : Tubesheet**

#### **U-Tube Tubesheet results per ASME UHX-12 2007**

##### **Results for 8 Load Cases:**

	--Reqd. Thk. + CA		----- Tubesheet		Stresses		Case	Pass/
Case#	Tbsht	Extnsn	Bend	Allwd	Shear	Allwd	Type	Fail
-----								
1uc	131.892	-	169	203	67	81	Fvs+Pt	Ok
2uc	60.370	-	33	203	14	81	Ps+Fvt	Ok
3uc	118.097	-	136	203	53	81	Ps+Pt	Ok
8uc	0.000	-	0	0	-	-	Fvs+Fvt	Ok
1c	137.606	-	181	203	70	81	Fvs+Pt-Ca	Ok
2c	66.341	-	36	203	14	81	Ps+Fvt-Ca	Ok
3c	123.937	-	146	203	55	81	Ps+Pt-Ca	Ok
8c	0.000	-	0	0	-	-	Fvs+Fvt-Ca	Ok
-----								
Max:	137.6062	0.000	mm.	0.895		0.861	(Str. Ratio)	

##### **Load Case Definitions:**

Fvs,Fvt - User-defined Shell-side and Tube-side vacuum pressures or 0.0.

Ps, Pt - Shell-side and Tube-side Design Pressures.

Ca - With or Without Corrosion Allowance.

### **Shell and Channel Stress Summary:**

-- Integral Cyl. Reqd. Thk.		Shell Stress	Channel Stress	Pass
Case#	Shell	Channel	Stress Allwd	Stress Allwd Fail
-----				
1uc	-	-	15 193	95 152 Ok
2uc	-	-	141 193	10 152 Ok
3uc	-	-	132 193	86 152 Ok
8uc	-	-	- -	- - Ok
1c	-	-	19 193	102 152 Ok
2c	-	-	178 193	11 152 Ok
3c	-	-	166 193	92 152 Ok
8c	-	-	- -	- - Ok
-----				
Max	0.000	0.00	0.923	0.673

### **Summary of Thickness Comparisons**

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCAZA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDROPARABÓLICOS DE 50MWe DE POTENCIA.






---

Thickness (mm.)	Required	Actual	P/F
<hr/>			
Tubesheet Thickness :	137.606	145.000	Ok
Tube Thickness :	1.276	1.651	Ok
<hr/>			

Given Shell Thickness: 15.0000 mm.

Given Channel Thickness: 122.0000 mm.

Min Shell length of thk, (15.000) adj. to tubesheet: 198.653 mm.

Min Channel length of thk, (122.000) adj. to tubesheet: 586.424 mm.

#### Least MAWP and Overall Weight Results :

The Least MAWP (N C) for Shell Head was 45.31 bars .

The Least MAWP (Cor) for Shell(T)in&out was 32.39 bars .

The total sum of the Weights ( N C ) was 6751.74 Kgf .

The total sum of the Weights ( Cor ) was 5994.73 Kgf .

**PV Elite 2008 ©1993-2008 by COADE Engineering Software**

